

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS

LABORATÓRIO DE AUTOMAÇÃO E CONTROLE DE PROCESSOS DE ALIMENTOS



UNICAMP

***AVALIAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ADSORÇÃO
PARA PRODUÇÃO DE GELO, OPERANDO DIFERENTES TIPOS DE
CICLO COM BAIXAS TEMPERATURAS DE GERAÇÃO***

AUTOR : ROGÉRIO GOMES DE OLIVEIRA

ORIENTADOR : PROF. DR. VIVALDO SILVEIRA JÚNIOR

Curso: Engenharia de Alimentos

Área de Concentração: Engenharia de Alimentos

Tese de doutorado apresentada à Faculdade de
Engenharia de Alimentos, para a obtenção do
título de Doutor em Engenharia de Alimentos.

Campinas, 2004

S. P. - Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA F.E.A. – UNICAMP

OL4a

Oliveira, Rogério Gomes de
Avaliação de um sistema de refrigeração por adsorção para
produção de gelo, operando diferentes tipos de ciclo com baixas
temperaturas de geração / Rogério Gomes de Oliveira. –
Campinas, SP: [s.n.], 2004.

Orientador: Vivaldo Silveira Júnior
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas.
Faculdade de Engenharia de Alimentos.

1.Refrigeração. 2.Adsorção. 3.Modelagem.
4.Instrumentação. 5.Energia – Fontes alternativas. I.Silveira
Júnior, Vivaldo. II.Universidade Estadual de Campinas.
Faculdade de Engenharia de Alimentos. III.Título.

Banca Examinadora

Prof. Dr. Vivaldo Silveira Junior
Orientador
(FEA/DEA/Unicamp)

Prof. Dr. Antonio Marsaioli Junior
Membro
(FEA/DEA/Unicamp)

Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo
Membro
(FEM/DE/Unicamp)

Prof. Dr. Luiz Augusto Barbosa Cortez
Membro
(Feagr/Unicamp)

Prof. Dr. Tomaz Vieira Pereira
Membro
(FEM/DE/Unicamp)

Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail
Suplente
(FEM/DTF/Unicamp)

Prof. Dr. Theo Guenter Kieckbusch
Suplente
(FEQ/DTF/Unicamp)

As coisas pioram sob pressão.

Lei de Murphy da Termodinâmica

As adversidades são como as facas, que nos podem ser úteis ou nos ferir, conforme as seguremos pela lâmina ou pelo cabo.

James Russell Lowell
Escritor norte-americano

Dedico esta tese aos meus pais, pois se eu sou o que sou e se cheguei aonde cheguei, foi também porque sempre pude contar com eles.

Agradecimentos

Gostaria que todas as pessoas que citarei nas próximas linhas saibam que sou muito, mas muito grato a elas. É claro que algumas destas pessoas contribuíram de forma mais constante e/ou mais intensa no meu projeto de Doutorado, auxiliando a minha formação como profissional e também como ser humano, mas prefiro não quantificar esta importância e sim qualificá-la. Houve vezes que, mesmo trabalhando com um equipamento com dezenas de peças, eu não pude realizar meus experimentos, ou vi meu cronograma se atrasar, pois faltava um simples anelzinho de borracha, um pedaço de vidro, ou uma chapinha de metal. O que quero dizer com isto, é que durante este projeto não existiram pessoas mais ou menos importante. Uma coisa ou uma pessoa se torna importante por ser justamente aquilo ou a pessoa que você precisa naquele momento para poder seguir em frente. Todas as pessoas as quais agradeço agora foram, e algumas ainda são, **IMPORTANTES** para mim, pois foram e/ou são as pessoas certas nas horas certas, e desta forma, escrevo esta lista de agradecimento em ordem alfabética, e meus agradecimentos vão para:

- 👍 minha avó **A**lzira, pelo apoio e carinho que sempre demonstrou por mim e particularmente por ter me ajudado com os custos da minha viagem para apresentar um artigo em um congresso em Xangai e por ter auxiliado eu comprar um computador novo para dar seguimento ao meu trabalho, após meu computador ser roubado;
- 👍 os **A**migos que estiveram presentes nos momentos de alegrias e tristezas destes 5 anos de doutorado;
- 👍 os Membros da **B**anca pelas valiosas sugestões a este trabalho;
- 👍 os **C**olegas de laboratório pelas conversas, sugestões e idéias trocadas;
- 👍 meu primo **E**ugênio, por quem tenho grande estima, que demonstrou nas vezes que precisei, que podia contar com ele;
- 👍 meus **F**amiliares (tios, tias, primos e primas), pelo apoio e carinho que demonstraram por mim;
- 👍 a **F**apesp pela concessão da bolsa e pela verba fornecida ao projeto o qual meu doutorado foi vinculado;
- 👍 a **F**aculdade de Engenharia de Alimentos, ao Departamento de Engenharia de Alimentos e ao Laboratório de Instrumentação e Controle de Processos de Alimentos por cederem as instalações físicas onde foi montado o protótipo;
- 👍 os **I**ndivíduos que apesar de roubarem minha casa (isso não é uma piada!!!), deixaram que eu fizesse backup do computador antes que eles o levassem embora;

- 👍 *minha avó **Lydia** pelo apoio e carinho que sempre demonstrou por mim e particularmente por ter me ajudado com os custos da viagem que fiz para apresentar um artigo em um congresso em Xangai e por ter me auxiliado a comprar um computador novo para dar seguimento ao meu trabalho, após meu computador ser roubado;*
- 👍 *minha querida **Nara**, que tem sido minha namorada e companheira neste meu último ano de tese, por me proporcionar momentos de alegria que suavizaram as dificuldades por que passei;*
- 👍 *a **Patrícia** por me ajudar na impressão dos exemplares finais da tese;*
- 👍 *todos os **Professores** e colegas do departamento, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho;*
- 👍 *minhas irmãs **Rafaela** e **Raquel** pelo incentivo e por todo o carinho que sempre demonstraram por mim;*
- 👍 *minha querida **Rose**, que foi minha namorada e companheira por apenas 18 meses, mas cujo relacionamento marcou na minha vida profundamente. Fique em paz e saiba que, muitas vezes que parecia que o protótipo nunca ia ficar pronto, eu pensava em você e no quanto você confiava na minha capacidade, e isto me dava forças para continuar;*
- 👍 *meu pai **Sebastião** que é um grande homem, e tenho muito orgulho de ser filho. Obrigado por todo apoio que você tem me dado, eu devo muito a você. Saiba que eu te amo e que você pode contar comigo quando precisar;*
- 👍 *minha tia **Selma**, pelo carinho que sempre teve por mim, e que tão logo soube que meu computador tinha sido roubado, me emprestou seu computador para que meus trabalhos não parassem;*
- 👍 *minha mãe **Simone**, que eu poderia escrever páginas agradecendo a presença dela na minha vida, mas para resumir, acho que dá para dizer que fico mais que agradecido, fico muito feliz por ela ser minha amada mãe;*
- 👍 *o **Valdeci**, o **Vanil** e outros funcionários da oficina da FEA, que auxiliaram na montagem do protótipo e cederam algumas ferramentas quando precisei;*
- 👍 *meu orientador **Vivaldo**, por ter sido mais que um orientador, ele foi também um companheiro durante esses 7 anos que trabalhamos juntos. Sou grato pelas inúmeras contribuições ao meu projeto de pesquisa e por ter acreditado que eu seria capaz de realizá-lo;*
- 👍 *o pesquisador **Zachary** por ter me auxiliado nos experimentos que fiz na Universidade de Warwick;*
- 👍 *o técnico do laboratório **Izaías**, ou mais conhecido por **Zazá**, que é o co-autor do protótipo, pois realizou praticamente, todas as soldas que precisei, e que não foram poucas, além de ter colaborado em outras etapas da montagem...valeu mesmo!!!!!!*

ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS.....	XVII
ÍNDICE DE TABELAS	XXI
NOMENCLATURA.....	XXIII
INTRODUÇÃO GERAL	1
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA GERAL	5
I. PRODUÇÃO DO EFEITO FRIGORÍFICO ATRAVÉS DE ENERGIAS ALTERNATIVAS	5
II. O CICLO BÁSICO DE REFRIGERAÇÃO POR ADSORÇÃO	8
III. ALTERNATIVAS PARA AUMENTAR O DESEMPENHO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ADSORÇÃO	11
IV. INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO NOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ADSORÇÃO	16
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS GERAIS.....	18
CAPITULO 1. ESCOLHA E CARACTERIZAÇÃO DO EQUILÍBRIO TERMODINÂMICO DO PAR DE ADSORVENTE E ADSORVATO.....	21
1.1 INTRODUÇÃO	22
1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	23
1.2.1 <i>Princípios da Adsorção em Microporos.....</i>	<i>23</i>
1.2.2 <i>Os Adsorventes e Adsorvatos Utilizados nos Sistemas de Refrigeração por Adsorção</i>	<i>25</i>
1.3 MATERIAIS E MÉTODOS	29
1.3.1 <i>Materiais Utilizados na Caracterização do Equilíbrio Termodinâmico 29</i>	
1.3.2 <i>Metodologia para Escolha do Par de Adsorvente/ Adsorvato.....</i>	<i>30</i>
1.3.3 <i>Metodologia para Caracterização do Equilíbrio Termodinâmico</i>	<i>32</i>
1.3.4 <i>Metodologia para Comparação da Capacidade de Refrigeração de um Sistema de Refrigeração por Adsorção Utilizando Amônia ou Dimetil-Éter como Refrigerante.....</i>	<i>34</i>
1.4 RESULTADOS	37
1.4.1 <i>Caracterização do Equilíbrio Termodinâmico dos Pares Analisados</i>	<i>37</i>
1.4.2 <i>Comparação da Capacidade de Refrigeração de um Sistema de Refrigeração por Adsorção Utilizando Amônia ou Dimetil-Éter como Refrigerante.....</i>	<i>39</i>
1.5 CONCLUSÕES.....	41
1.6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	43
CAPITULO 2. MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ADSORÇÃO.....	45

2.1	INTRODUÇÃO	46
2.2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	47
2.2.1	<i>Modelo Matemático de Transferência de Calor e Massa.....</i>	<i>47</i>
2.3	MATERIAIS E MÉTODOS	50
2.3.1	<i>Materiais Utilizados na Simulação.....</i>	<i>50</i>
2.3.2	<i>Descrição dos Ciclos Simulados.....</i>	<i>50</i>
2.3.3	<i>O Modelo Matemático para a Transferência de Calor e Massa com Reação de Adsorção e Dessorção no Reator</i>	<i>53</i>
2.3.4	<i>Modelo Matemático para a Transferência de Calor e Massa no Condensador de Refrigerante</i>	<i>57</i>
2.3.5	<i>Modelo Matemático para a Transferência de Calor e Massa no Evaporador.....</i>	<i>58</i>
2.3.6	<i>Método Numérico de Resolução das Equações.....</i>	<i>59</i>
2.3.7	<i>A Execução do Planejamento Experimental Fatorial.....</i>	<i>60</i>
2.3.8	<i>A Metodologia para Determinação das Condições de Obtenção de Máxima Potência de Refrigeração Específica Útil e de C.O.P.</i>	<i>66</i>
2.4	RESULTADOS	68
2.4.1	<i>Os Efeitos das Variáveis Independentes sobre a Potência de Refrigeração Específica Útil.....</i>	<i>68</i>
2.4.2	<i>Os Efeitos das Variáveis Independentes sobre o C.O.P.</i>	<i>70</i>
2.4.3	<i>As Condições de Maximização da Potência de Refrigeração Específica Útil e de C.O.P.</i>	<i>73</i>
2.5	CONCLUSÕES.....	78
2.6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	80
CAPITULO 3. MONTAGEM E OPERAÇÃO DO PROTÓTIPO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ADSORÇÃO		81
3.1	INTRODUÇÃO	82
3.2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	83
3.3	MATERIAIS E MÉTODOS	85
3.3.1	<i>Os Reatores Contendo o Leito Adsorativo</i>	<i>86</i>
3.3.2	<i>O Sistema de Medição da Massa de Fluido Térmico Utilizado no Aquecimento dos Reatores</i>	<i>89</i>
3.3.3	<i>O Sistema de Medição da Massa de Amônia Dessorvida e Adsorvida Durante o Ciclo de Refrigeração.....</i>	<i>90</i>
3.3.4	<i>O Condensador de Amônia</i>	<i>91</i>
3.3.5	<i>O Evaporador de Amônia</i>	<i>91</i>
3.3.6	<i>As Válvulas de Acionamento Pneumático</i>	<i>93</i>
3.3.7	<i>A Instrumentação do Protótipo</i>	<i>94</i>
3.3.8	<i>Sistema de Supervisão e Automação do Protótipo</i>	<i>96</i>
3.4	METODOLOGIA.....	98
3.4.1	<i>Descrição do Fornecimento e Retirada de Calor do SRA.....</i>	<i>98</i>
3.4.2	<i>A Preparação do Protótipo para Realização dos Experimentos.....</i>	<i>102</i>
3.4.3	<i>O Planejamento dos Ensaios.....</i>	<i>104</i>
3.4.4	<i>Procedimento para Operação do Protótipo para Realização dos Experimentos.....</i>	<i>105</i>

3.4.5	<i>Procedimentos para Análise dos Experimentos</i>	107
3.5	RESULTADOS	113
3.5.1	<i>Experimentos Utilizando a Caldeira como Fonte de Energia</i>	113
3.5.2	<i>Experimentos Utilizando o Coletor Solar como Fonte de Energia</i>	127
3.5.3	<i>Diferenças Entre os Resultados Experimentais e os Simulados Numericamente</i>	130
3.6	CONCLUSÕES.....	134
3.7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	136
CONCLUSÕES GERAIS		137
SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS		139
APÊNDICE I. DADOS EXPERIMENTAIS REFERENTES À CARACTERIZAÇÃO DO EQUILÍBRIO TERMODINÂMICO DOS PARES DE ADSORVENTE E ADSORVATOS ESTUDADOS		140
APÊNDICE II. EXPERIMENTOS POR SIMULAÇÃO NUMÉRICA BASEADOS NO PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL FATORIAL COMPLETO		141
APÊNDICE III. EXPERIMENTOS PARA A OBTENÇÃO DAS SUPERFÍCIES DE RESPOSTA UTILIZADAS PARA DETERMINAR AS CONDIÇÕES DE MAXIMIZAÇÃO DA POTÊNCIA DE REFRIGERAÇÃO ESPECÍFICA E DE C.O.P.....		142
APÊNDICE IV. VALORES EXPERIMENTAIS E EQUAÇÕES DE AJUSTE PARA A CALIBRAÇÃO DOS SENSORES DE TEMPERATURA (PT100)		143
APÊNDICE V. PROCEDIMENTO DETALHADO PARA OPERAÇÃO DO PROTÓTIPO E REALIZAÇÃO DOS EXPERIMENTOS UTILIZANDO A CALDEIRA COMO FONTE DE ENERGIA.....		145
APÊNDICE VI. DIAGRAMAS DE CLAPEYRON PARA O LEITO DOS REATORES NOS ENSAIOS COM O PROTÓTIPO		150

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1. Esquema de um sistema básico de refrigeração por adsorção, utilizando um fluido térmico como vetor energético.</i>	<i>8</i>
<i>Figura 2. Diagrama de Clapeyron para um ciclo ideal de adsorção/dessorção. ...</i>	<i>9</i>
<i>Figura 3. Diagrama de Clapeyron para um ciclo de refrigeração por adsorção com recuperação de vapor.</i>	<i>14</i>
<i>Figura 4. Diagrama de Clapeyron para um ciclo de refrigeração por adsorção em duplo estágio.</i>	<i>15</i>
<i>Figura 5. Variação do C.O.P. em função da T_{FTQ} e da T_{Amb}. (Fonte: Oliveira, 1999).</i>	<i>16</i>
<i>Figura 6. Variação da produção diária de gelo específica, em função da T_{FTQ} e da T_{Amb}. (Fonte: Oliveira, 1999).</i>	<i>17</i>
<i>Figura 7. Esquema do equipamento para caracterização do equilíbrio termodinâmico do par adsorvente/adsorvato.</i>	<i>29</i>
<i>Figura 8. Retas ajustadas aos pontos experimentais e utilizadas para obter os parâmetros da equação D-A, para os dois pares caracterizados.</i>	<i>37</i>
<i>Figura 9. Diagrama de Clapeyron para o par C119/Amônia com os dados experimentais e as isosteras obtidas pela Equação de Dubinin-Astakhov.</i>	<i>38</i>
<i>Figura 10. Diagrama de Clapeyron para o par C119/DME com os dados experimentais e as isosteras obtidas pela Equação de Dubinin-Astakhov.</i>	<i>38</i>
<i>Figura 11. Capacidade de refrigeração específica em função da temperatura de geração, considerando diferentes temperaturas de evaporação.</i>	<i>39</i>
<i>Figura 12. C.O.P. em função da temperatura de geração, considerando diferentes temperaturas de evaporação.</i>	<i>39</i>
<i>Figura 13. Disposição dos reatores em um sistema operando em duplo estágio com recuperação de vapor.</i>	<i>51</i>
<i>Figura 14. Diagrama de Clapeyron para um ciclo de refrigeração por adsorção com duplo estágio e recuperação de vapor.</i>	<i>52</i>
<i>Figura 15. Esquema do reator modelado.</i>	<i>53</i>

<i>Figura 16. Pontos discretos para o cálculo da transferência de calor nos tubos dos reatores pelo método das diferenças finitas.</i>	<i>60</i>
<i>Figura 17. Condensador considerado no modelo matemático do sistema de refrigeração por adsorção.</i>	<i>66</i>
<i>Figura 18. Evaporador considerado no modelo matemático do sistema de refrigeração por adsorção.</i>	<i>66</i>
<i>Figura 19. Variação da PREU em função da temperatura do fluido térmico de aquecimento, para os três tipos de ciclo estudados.</i>	<i>69</i>
<i>Figura 20. Variação do C.O.P. em função da temperatura do fluido de aquecimento, para os três tipos de ciclo estudados.</i>	<i>72</i>
<i>Figura 21. A PREU em função da $T_{Ger.}$ e da PFTE, utilizando-se o CDE/RV.....</i>	<i>74</i>
<i>Figura 22. A PREU em função da $T_{Ger.}$ e da PFTE, utilizando-se o CRV</i>	<i>74</i>
<i>Figura 23. C.O.P. em função da $T_{Ger.}$ e da PFTE para o CDE/RV.....</i>	<i>75</i>
<i>Figura 24. C.O.P. em função da $T_{Ger.}$ e da PFTE para o CRV.....</i>	<i>76</i>
<i>Figura 25. Esquema da linha de fluido térmico do SRA.</i>	<i>85</i>
<i>Figura 26. Esquema da linha de refrigerante do SRA.</i>	<i>86</i>
<i>Figura 27. Disposição dos tubos no interior da carcaça do reator.</i>	<i>87</i>
<i>Figura 28. Reator com alguns tubos contendo carvão ativado.....</i>	<i>87</i>
<i>Figura 29. Reator preenchido com o leito adsortivo.....</i>	<i>88</i>
<i>Figura 30. Reator com o leito adsortivo, depois de ser isolado termicamente.</i>	<i>88</i>
<i>Figura 31. Evaporador e visor de nível.....</i>	<i>90</i>
<i>Figura 32. Condensador de amônia por convecção natural com o ar.....</i>	<i>91</i>
<i>Figura 33. Evaporador de amônia multitubular para produção de gelo (projeto inicial).</i>	<i>92</i>
<i>Figura 34. Embalagem de PEBD ao redor do evaporador/reservatório, preso por um gabarito.....</i>	<i>92</i>
<i>Figura 35. Gabarito para fixação da embalagem de PEBD com água ao redor do evaporador.....</i>	<i>93</i>

<i>Figura 36. Rack com o conjunto de válvulas solenóides que permitem a passagem de ar comprimido às válvulas pneumáticas.</i>	<i>93</i>
<i>Figura 37. Posição do sensor de temperatura nos tubos do reator.</i>	<i>94</i>
<i>Figura 38. Localização dos tubos onde foram instalados os sensores de temperatura.</i>	<i>95</i>
<i>Figura 39. Tela do software supervisorio, para monitoração de pressão, temperatura e nível de fluido térmico.</i>	<i>97</i>
<i>Figura 40. Tela do software supervisorio, para controle da abertura e do fechamento das válvulas pneumáticas.</i>	<i>97</i>
<i>Figura 41. Caldeira (Gerador de vapor).</i>	<i>99</i>
<i>Figura 42. Vista parcial das placas do coletor solar.</i>	<i>100</i>
<i>Figura 43. Torre de resfriamento de água.</i>	<i>101</i>
<i>Figura 44. Gelo produzido pelo protótipo.</i>	<i>118</i>
<i>Figura 45. Gelo produzido pelo protótipo no interior da embalagem de PEBD. ..</i>	<i>118</i>
<i>Figura 46. Variação do fornecimento de energia aos reatores.</i>	<i>119</i>
<i>Figura 47. Diagrama de Clapeyron para os reatores Sul no experimento com o CC e $T_{Ger.}$ de $85^{\circ}C$.</i>	<i>121</i>
<i>Figura 48. Diagrama de Clapeyron para os reatores Sul no experimento com o CRV e $T_{Ger.}$ de $85^{\circ}C$.</i>	<i>121</i>
<i>Figura 49. Diagrama de Clapeyron para os reatores NE e SW no experimento com o CDE/RV e $T_{Ger.}$ de $115^{\circ}C$.</i>	<i>124</i>
<i>Figura 50. Diagrama de Clapeyron para os reatores NE e SW no experimento com o CDE/RV e $T_{Ger.}$ de $85^{\circ}C$.</i>	<i>125</i>
<i>Figura 51. Diagrama de Clapeyron para os reatores Sul no experimento com o CRV e $T_{Ger.}$ de $115^{\circ}C$.</i>	<i>125</i>
<i>Figura 52. Diagrama de Clapeyron para os reatores Sul no experimento com o CC e $T_{Ger.}$ de $115^{\circ}C$.</i>	<i>126</i>
<i>Figura 53. Reatores NE e SW no experimento com o CDE/RV e $T_{Ger.}$ de $75^{\circ}C$.</i>	<i>150</i>
<i>Figura 54. Reatores SE e NW no experimento com o CDE/RV e $T_{Ger.}$ de $75^{\circ}C$.</i>	<i>150</i>

<i>Figura 55. Reatores Norte no experimento com o CC e $T_{Ger.}$ de 85°C.....</i>	<i>151</i>
<i>Figura 56. Reatores Norte no experimento com o CRV e $T_{Ger.}$ de 85°C.....</i>	<i>151</i>
<i>Figura 57. Reatores SE e NW no experimento com o CDE/RV e $T_{Ger.}$ de 85°C....</i>	<i>152</i>
<i>Figura 58. Reatores SE e NW no experimento com o CDE/RV e $T_{Ger.}$ de 115°C..</i>	<i>152</i>
<i>Figura 59. Reatores Norte no experimento com o CC e $T_{Ger.}$ de 115°C.....</i>	<i>153</i>
<i>Figura 60. Reatores Norte no experimento com o CRV e $T_{Ger.}$ de 115°C.....</i>	<i>153</i>

ÍNDICE DE TABELAS

<i>Tabela 1. Possíveis alternativas de refrigerante para sistemas de refrigeração por adsorção.</i>	<i>31</i>
<i>Tabela 2. Temperaturas utilizadas nos experimentos, [°C].</i>	<i>33</i>
<i>Tabela 3. Parâmetros da equação de Dubinin-Astakhov obtidos a partir de valores experimentais.</i>	<i>37</i>
<i>Tabela 4. Valor das variáveis independentes no PEFC.</i>	<i>62</i>
<i>Tabela 5. Características dos reatores no modelo do sistema de refrigeração por adsorção.</i>	<i>65</i>
<i>Tabela 6. Efeitos principal e de interação das variáveis independentes sobre a potência de refrigeração específica útil.</i>	<i>68</i>
<i>Tabela 7. Efeitos principal e de interação das variáveis independentes sobre o C.O.P.</i>	<i>71</i>
<i>Tabela 8. Valor das variáveis independentes nos ensaios para determinação as condições de obtenção de máxima potência de refrigeração específica útil e de C.O.P.</i>	<i>73</i>
<i>Tabela 9. Massa do carvão ativo no interior dos reatores e da parte inerte dos mesmos.</i>	<i>87</i>
<i>Tabela 10. Variáveis independentes nos experimentos com o protótipo.</i>	<i>105</i>
<i>Tabela 11. Resultado dos experimentos com o protótipo operando o ciclo convencional.</i>	<i>113</i>
<i>Tabela 12. Resultado dos experimentos com o protótipo operando o ciclo com recuperação de vapor.</i>	<i>114</i>
<i>Tabela 13. Resultado dos experimentos com o protótipo operando o ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor.</i>	<i>114</i>
<i>Tabela 14. Massa adsorvida média no experimentos com o protótipo, obtida pela variação do nível de refrigerante no evaporador e estimada pela equação de D-A.</i>	<i>115</i>
<i>Tabela 15. Temperatura média no evaporador no final da etapa de adsorção.</i>	<i>122</i>

<i>Tabela 16. Efeitos principal e de interação das variáveis independentes sobre a potência de refrigeração útil.</i>	<i>123</i>
<i>Tabela 17. Efeitos principal e de interação das variáveis independentes sobre o C.O.P.....</i>	<i>126</i>
<i>Tabela 18. Consumo de energia dos reatores.</i>	<i>127</i>
<i>Tabela 19. Incidência solar na cidade de Campinas no meses de Junho e Novembro.</i>	<i>129</i>
<i>Tabela 20. Resultados da comparação entre os experimentos com o protótipo e com o modelo simulado.....</i>	<i>131</i>
<i>Tabela 21. Temperatura de evaporação média no final da etapa de adsorção.</i>	<i>131</i>
<i>Tabela 22. Consumo de energia nos reatores.</i>	<i>131</i>

NOMENCLATURA

ABREVIATURAS

CC: Ciclo convencional.

CFCs: Cloro-fluor-carbono.

CM: Concentração mínima no ar para causar explosão.

C.O.P.: Coeficiente de desempenho.

CR: Capacidade de refrigeração máxima, [kJ].

CRE: Capacidade de refrigeração específica, [kJ/kg].

CREU: Capacidade de refrigeração específica útil, [kJ/kg].

CRU: Capacidade de refrigeração útil, [kJ].

CRV: Ciclo com recuperação de vapor de refrigerante.

CDE/RV: Ciclo em duplo estágio em duplo estágio com recuperação de vapor.

D-A: Dubinin-Astakhov.

DME: Dimetil-éter.

FCS: Sistema de controle de campo.

GWP: Potencial de aquecimento global.

HCFC: Hidro-cloro-fluor-carbono.

HFC: Hidro-fluor-carbono.

IUPAC: União internacional de química pura e aplicada.

LabSolar: Laboratório de energia solar.

LEC: Limite de exposição crônica.

PEBD: Polietileno de baixa densidade.

PEFC: Planejamento experimental fatorial completo.

PID: Proporcional, integral e derivativa.

PFT: Potência fornecida ou retirada pelo fluido térmico no aquecimento ou resfriamento do reator, [W].

PFTE: Potência térmica da fonte ou do dissipador de energia por unidade de massa de adsorvente aquecido, [W/kg].

Pr: Número de Prandtl.

PREU: Potência de refrigeração específica útil, [W/kg].

PRU: Potência de refrigeração útil, [W].

Ra: Número de Rayleigh.

SRA: Sistemas de refrigeração por adsorção.

SDCD: Sistema Digital de Controle Distribuído.

UFSC: Universidade Federal de Santa Catarina.

SÍMBOLOS LATINOS

A : Área de troca térmica, [m²].

A : Potencial de Adsorção, [kJ/kg].

B : Parâmetro da Equação de Clapeyron, específico para cada substância.

C : Parâmetro da Equação de Clapeyron, específico para cada substância.

C_p : Calor específico, [kJ/kg K].

D : Parâmetro da equação de Dubinin-Astakhov relacionado à repulsão entre o adsorvato e o adsorvente.

E : Energia livre característica do par de adsorvente e adsorvato, [kJ/kg].

E : Reatores ou reservatórios posicionados à leste.

h : Coeficiente de transferência de calor, [W/m².K].

\hat{H} : Entalpia específica, [kJ/kg].

I/O: Entradas e saídas.

k : Condutividade térmica, [W/m K].

L : Comprimento, [m].

\dot{M} : Vazão mássica, [kg/s].

M : Massa, [kg].

N : Quantidade de alguma variável.

n : Parâmetro da equação de Dubinin-Astakhov que serve como um fator de ajuste.

NH_3 : Amônia.

NE: Reatores ou reservatórios posicionados à nordeste.

NW: Reatores ou reservatórios posicionados à noroeste.

P_w : Potência de aquecimento/resfriamento do reator, [kW].

P : Pressão, [kPa].

R : Constante dos gases, [kJ/kg.K].

R32: Fluoreto de metileno.

r : Raio, [m].

SE: Reatores ou reservatórios posicionados à sudeste.

SW: Reatores ou reservatórios posicionados à sudoeste.

T : Temperatura, [K].

T' : Pseudo temperatura, [K].

$T_{Ger.}$: Temperatura de geração ou máxima temperatura do leito adsorativo, [K].

t : Tempo, [s].

U : Coeficiente global de transferência de calor, [W/m².K].

V : Volume, [m³].

W : O volume ocupado pelo adsorvato por massa de adsorvente, [m³/kg].

W: Reatores ou reservatórios posicionados à oeste.

W_o : O volume máximo ocupado pelo adsorvato por massa de adsorvente, [m³/kg].

X : Concentração mássica de adsorvato no adsorvente, [kg/kg].

X_o : Concentração mássica máxima de adsorvato no adsorvente, [kg/kg].

Z : Altura, [m].

SÍMBOLOS GREGOS

ϕ_r : Diâmetro dos tubos no reator, [m].

ε : Espessura do isolante, [m].

ρ : Densidade, [kg/m³].

Δx : Variação da concentração de adsorvato no adsorvente, [kg/kg].

Δr : Intervalo entre duas posições radiais no leito, [m].

Δt : Intervalo de tempo considerado na resolução das equações numéricas, [s].

SUBSCRITOS

A: Adsorção.

Amb.: Condição ambiente.

Adsorv.: Adsorvente.

Aq.: Aquecimento.

C.A.: Carvão ativado.

C: Condensação.

Carc.: Carcaça.

CN: Convecção natural.

Cond.: Condensador.

D: Dessorção.

E: Evaporação.

EB: Ebulição.

Ent.: Refrigerante entrando no reator, vindo do evaporador ou do outro reator, conforme o tipo e etapa do ciclo.

Esc.: Canal no interior do leito, para escoamento preferencial de refrigerante, nas etapas de dessorção e adsorção.

Evap.: Evaporador.

Ext.: Parte externa.

F: Final.

FT: Fluido térmico.

FTF: Fluido térmico frio.

FTQ: Fluido térmico quente.

i: Um dos reatores que está sendo aquecido/resfriado.

I: Inicial.

i: Posição radial no reator.

i: Cada uma das vezes que o sistema de aquisição de dados coletou informações sobre a temperatura e pressão do sistema.

In.: Parte interna.

Int.: Intermediária.

Isol.: Isolante.

j: O outro reator que está sendo aquecido/resfriado.

j: Cada uma das medições de volume de fluido térmico condensado durante a etapa de aquecimento dos reatores Norte ou Sul.

Leito: Leito de adsorvente/adsorvato.

Iv: Mudança de estado líquido-vapor.

Méd.: Medido.

PD: Pontos discretos.

Reat.: Reator.

Ref.: Referência.

Refrig.: Refrigerante.

Res.: Residual.

Reserv.: Reservatório.

S: Sorção.

Sat.: Condição de saturação.

SL: Massa de água para produção de gelo.

Sol.: Solidificação da água.

V: Vapor.

vi: Mudança de estado vapor- líquido.

RESUMO

Neste trabalho propôs-se construir o protótipo de um sistema de refrigeração por adsorção para produzir gelo, que oferecesse flexibilidade quanto aos ciclos frigoríficos operados e que pudesse utilizar diferentes fontes de calor para regenerar o adsorvente.

Para construir este protótipo, primeiramente, comparou-se alguns adsorventes e adsorvatos em relação a certas propriedades e características desejáveis em sistemas de refrigeração por adsorção e escolheu-se como refrigerante a amônia. Utilizando-se a equação de Dubinin-Astakhov com os parâmetros obtidos a partir da caracterização do equilíbrio termodinâmico do par carvão ativado/amônia, pode-se estimar a variação da concentração de refrigerante no leito adsortivo durante os ciclos frigoríficos.

A seguir, modelou-se um sistema de refrigeração por adsorção com possibilidade de operar diferentes tipos de ciclo frigorífico. Resolvendo-se numericamente as equações do modelo em diferentes condições de operação e de projeto do sistema, concluiu-se que a utilização do ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor de refrigerante produz maior potência de refrigeração útil e C.O.P. (Coeficiente de Desempenho) que a utilização dos demais ciclos, caso a temperatura de geração seja inferior a 80-85 °C. Se a temperatura de geração for acima deste valor, é preferível operar o ciclo onde há recuperação de vapor de refrigerante em um único estágio.

E finalmente, construiu-se e instrumentou-se um protótipo do sistema modelado que utiliza como fonte de energia o vapor de fluido térmico produzido em uma caldeira elétrica ou que poderia ser produzido nas placas de um coletor solar. Os experimentos com o protótipo indicaram a mesma tendência observada nos experimentos com simulação numérica. Utilizando-se o ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor de refrigerante e temperatura de geração de 85 °C, é possível produzir cerca de 48 kg de gelo por dia, se a fonte de energia for apenas a caldeira. Caso o protótipo operasse utilizando as duas fontes de energia disponíveis, estimou-se que seria possível produzir até 31,4 kg de gelo por dia, sendo que durante o período do dia que se utilizasse a radiação solar como fonte energética, a produção de gelo seria de até 6,7 kg.

Palavras chaves: Refrigeração, Adsorção, Energias Alternativas, Modelagem, Instrumentação.

ABSTRACT

The goal of this project was to design and built a prototype of an adsorption refrigeration system for ice production with cycle operation flexibility. The prototype was to be powered by different energy sources.

To reach this goal, the properties and characteristics of some adsorbents and adsorbates were compared and ammonia was chosen as adsorbate and carbon was chosen as adsorbent. Their thermodynamic equilibrium was characterized. The data of this characterization was used to access the parameters of the Dubinin-Astakhov equation, which can be used to estimate the refrigerant uptake variation in the carbon, during the adsorption refrigeration cycle.

The next step was to model the heat transfer and the desorption/adsorption process in an adsorption refrigeration system that could operate different kind of refrigeration cycle. The model was numerically solved considering different operation and reactor design conditions. The results of the experiments with the model indicated that the use of the cycle in double stage with vapour recovery can produce higher C.O.P. and specific net cooling power than the utilization of the other cycles if the generation temperature is bellow 80-85 °C. If the generation temperature is above this level, the utilization of the vapour recovery cycle can produce higher C.O.P. and specific net cooling power.

To conclude the project, a prototype of adsorption refrigeration with similar characteristics to the modelled one was built and instrumented. This system is powered by heat transfer fluid vapour generated in a boiler or in flat plate solar collector. The result of the experiments indicated the same trend of the simulation results. When the boiler was used to vaporize the heat transfer fluid, the prototype produced about 48 kg of ice per day, operating under the cycle in double stage with vapour recovery and generating temperature of 85°C. Considering that the flat plate solar collector vaporizes the heat transfer fluid during the daytime and the boiler, during the nigh time, it could be produced until 31,4 kg of ice per day. In this case, the amount of ice produced during the daytime would be until 6,7 kg.

Key words: Refrigeration, Adsorption, Alternative Energies, Modelling, Instrumentation.

INTRODUÇÃO GERAL

Dentre as alternativas para se obter ambientes refrigerados sem a utilização da energia elétrica, pode-se citar os sistemas de refrigeração por absorção, os sistemas de refrigeração com sais, os sistemas de refrigeração com hidretos de metal e os sistemas de adsorção. O foco deste trabalho foi os sistemas de adsorção devido à simplicidade de construção, por não precisarem de uma fonte energética de potência constante, e por poderem ser construídos de forma que possuam o fornecimento de calor oriundo de diferentes fontes de energia.

Sistemas de refrigeração por adsorção utilizando radiação solar como fonte energética já foram estudados por muitos autores (Passos, 1986; Pons e Guillemint, 1986; Silveira Junior, 1990; Medini *et al.*, 1991; Critoph, 1994a; Headley *et al.*, 1994; Niemann *et al.*, 1997, entre outros) e mostraram ser termodinamicamente viáveis para produção de ambientes refrigerados sob condições específicas.

Sendo o Brasil um país privilegiado em relação à incidência de radiação solar, pois 93 % do seu território estão localizados em região tropical, cuja insolação média durante o ano se situa entre 16 e 20 MJ/m²/Dia (Cresesb, 2000), seria vantajoso utilizar a radiação solar como fonte energética. No entanto, um sistema de adsorção que utiliza exclusivamente a radiação solar apresenta os inconvenientes de depender muito das condições climáticas do período e de possibilitar apenas um ciclo de refrigeração por dia (sistema intermitente), caso o reator seja aquecido diretamente pela radiação solar, o que limita muito a produção do efeito frigorífico.

Uma proposta para se tentar superar estes dois inconvenientes seria utilizar um sistema de refrigeração por adsorção que pudesse utilizar diferentes fontes de energia para promover a regeneração do adsorvente. Estas fontes de energia poderiam ser a radiação solar, quando esta estivesse disponível em quantidade adequada, ou energia térmica proveniente da queima de combustíveis derivados de petróleo ou de biomassa.

Os sistemas de refrigeração por adsorção, apesar de se beneficiarem de fontes de energia que forneçam calor com temperaturas acima de 100 °C, podem operar com menor rendimento, utilizando fontes de energia que não forneçam calor neste patamar de temperatura. Estes sistemas poderiam funcionar utilizando o calor proveniente de mais de uma fonte de energia, caso a

energia fosse transferida ao adsorvente por meio de um fluido térmico e este fluido térmico é quem trocaria calor com diferentes fontes de energia. Além disso, os sistemas de refrigeração por adsorção podem se tornar uma alternativa aos sistemas convencionais de refrigeração, por não utilizar refrigerantes poluentes, como os CFCs que prejudicam a camada de ozônio, e por não apresentar partes móveis, o que diminui os trabalhos de manutenção e os tornam silenciosos.

A adsorção é um fenômeno físico que ocorre devido ao desbalanceamento entre as forças de interação de partículas (átomos ou moléculas) que formam um sólido e aquelas de um fluido que se encontra em contato com este sólido. Em compostos microporosos (diâmetro do poro menor que 4 nm) a adsorção ocorre no interior de canais de dimensões moleculares e não apenas em mono ou multicamadas sobre a superfície do sólido, como ocorre quando este sólido apresenta meso ou macro poros (poros maiores que 4 nm). No processo de adsorção, os microporos do adsorvente são preenchidos com moléculas do adsorvato, sem que haja mudança em seu volume. Em um sistema de refrigeração por adsorção, o adsorvente contido em um reator tem seus microporos preenchidos pelos os vapores do refrigerante saturado provenientes do evaporador. A vaporização do refrigerante no evaporador ocasiona o efeito frigorífico desejado.

Em face ao atual desenvolvimento dos sistemas de refrigeração por adsorção, neste trabalho propôs-se modelar e construir um protótipo de um sistema de refrigeração por adsorção para a produção de gelo que pudesse operar diferentes tipos de ciclo frigorífico utilizando baixa temperatura de geração e diferentes fontes de calor para regenerar o adsorvente.

Para atingir esta meta, dividiu-se este trabalho nas seguintes etapas:

- a) Escolha e caracterização do equilíbrio termodinâmico do par de adsorvente/adsorvato. Esta caracterização foi feita com dois pares de adsorvente/adsorvato, no intuito de avaliar qual deles seria mais apropriado para ser utilizado no protótipo e considerado na modelagem.
- b) Modelagem das transferências de calor com processo de adsorção e dessorção em um sistema de refrigeração por adsorção para produção de gelo que pudesse operar com ciclos convencionais, ciclos com recuperação de vapor de refrigerante e ciclos em duplo estágio com recuperação de vapor de refrigerante, e simulação numérica para avaliação do comportamento do sistema em diferentes condições de operação e projeto, com determinação da potência de refrigeração específica útil e do C.O.P..

- c) Montagem, instrumentação e operação de um protótipo de sistema de refrigeração por adsorção com formas de operação flexível, para se analisar experimentalmente o efeito do tipo de ciclo e da temperatura de geração na potência de refrigeração útil e no C.O.P., e a possibilidade da utilização de um coletor solar plano como fonte energética complementar à fonte energética principal, que no caso deste projeto, foi uma caldeira.

Cada uma destas etapas está descrita detalhadamente nos Capítulos 1, 2 e 3, respectivamente. Além desta introdução e destes três capítulos, esta tese conta com uma Revisão Bibliográfica Geral e uma Conclusão Geral com informações relacionadas aos assuntos dos três capítulos.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA GERAL

I. PRODUÇÃO DO EFEITO FRIGORÍFICO ATRAVÉS DE ENERGIAS ALTERNATIVAS

As regiões tropicais recebem grande quantidade de radiação solar durante todo o ano, sendo interessante buscar meios de utilizar esta fonte energética, para poupar fontes não renováveis. Esta energia já é utilizada no aquecimento de água e na secagem de grãos, porém para a refrigeração, ela está apenas no nível experimental.

Devido ao preço relativamente baixo da energia elétrica, os sistemas que utilizam energia solar só são economicamente viáveis onde não há rede elétrica. Espera-se que com o aumento da demanda energética nos próximos anos, com o incentivo governamental e que com o aumento do número de pesquisas na área, estes sistemas possam se tornar economicamente atrativos, mesmo nos locais onde haja rede elétrica disponível. Cortez *et al.* (1998) mencionam que se forem mantidas as atuais tendências, dentro em pouco tempo o Brasil não contará mais com energia elétrica barata, pois grande parte do potencial hidroelétrico da região Centro-Sul já foi explorada e para se utilizar o potencial da região Norte, é necessário vencer grandes distâncias ou inundar grandes áreas.

Dentre as alternativas para se obter ambientes refrigerados sem a utilização da energia elétrica, pode-se citar os sistemas de refrigeração por absorção, os sistemas de refrigeração com sais, os sistemas de refrigeração com hidretos de metal e os sistemas de adsorção. Os sistemas de refrigeração por absorção geralmente necessitam de uma fonte de energia que forneça calor com temperaturas mais elevadas que aquelas exigidas pelos sistemas de adsorção, para uma mesma aplicação. Mühle (1998) menciona que para um sistema de absorção operar com temperatura de evaporação de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, é necessária uma fonte de aquecimento de pelo menos $120\text{ }^{\circ}\text{C}$, enquanto Wang *et al.* (1998) obtiveram uma temperatura de evaporação de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ em um sistema por adsorção de metanol em carvão ativado cuja fonte de aquecimento forneceu calor com temperatura de aproximadamente $100\text{ }^{\circ}\text{C}$.

O principal problema dos os sistemas que utilizam hidretos de metal é que estes hidretos são pirofóricos, isto é, entram em ignição em contato com o ar, o que segundo Suda (1993), dificulta a sua utilização em aplicações de interesse comercial.

Quanto aos sistemas que utilizam sais, Spinner (1993), menciona que os sais aumentam seu volume durante a reação de síntese e isto causa um compactamento do sal que reduz significativamente a permeabilidade do refrigerante no mesmo. Fujioka *et al.* (2002) menciona que a taxa de reação nos sais decresce com o tempo, devido à formação de multicamadas sobre o sal, podendo dependendo da situação, parar completamente a reação. Esta redução na taxa de reação pode ocasionar uma etapa de síntese muito longa, provocando uma baixa potência de refrigeração específica.

Os sistemas por adsorção foram o foco principal deste trabalho, pois estes sistemas são relativamente simples de serem fabricados, podem produzir gelo utilizando diretamente a radiação solar para regenerar o leito adsorativo ou utilizar um resíduo térmico para realizar esta operação.

Sistemas de refrigeração por adsorção, SRA, já foram testados experimentalmente por muitos autores, entre eles, Passos (1986), Pons e Guillemot (1986), Silveira Junior (1990), Medini *et al.* (1991), Cho e Kim. (1992), Critoph (1994a), Headley *et al.* (1994), Niemann *et al.* (1997), Tamainot-Telto e Critoph (1997). Todos estes sistemas se mostraram termodinamicamente viáveis para produção de efeito frigorífico sob condições específicas.

Estes sistemas apresentam ainda, as seguintes vantagens sobre os sistemas por compressão:

- manutenção reduzida pela ausência de compressor mecânico;
- operação silenciosa;
- possibilidade de operar com temperaturas de evaporação abaixo da especificada no seu projeto;
- o evaporador não é contaminado com óleo, mantendo sua capacidade de troca térmica.

Um fator negativo que é sempre mencionado para todos os sistemas de sorção, em relação aos sistemas por compressão, é o baixo valor do C.O.P.. Cortez e Zukowski Jr. (1998) mencionam que para uma justa comparação entre um sistema de absorção e um sistema de compressão, é

necessário estabelecer corretamente suas fronteiras. A absorção, embora tenha um C.O.P. mais baixo do que a compressão mecânica “incorpora” a eficiência da geração termoelétrica no seu ciclo, assim os custos da transformação do combustível em energia elétrica. Estes mesmos autores mencionam ainda que o consumidor que instala um sistema de absorção colabora com a sociedade praticando o conceito do “custo evitado”, e este consumidor deveria receber um bônus, um incentivo, um financiamento a juros baixos, pois evita que esta mesma sociedade tenha que dispor de mais recursos para gerar potência e depois frio.

Estas considerações mencionadas para um sistema por absorção podem ser aplicadas a quaisquer outros sistemas de sorção, tal como os sistemas por adsorção.

Segundo Meunier (1994), existem duas maneiras de se obter efeito frigorífico utilizando sistemas de adsorção e energia solar: Uma delas, utiliza coletores planos e baratos, possui um ciclo intermitente, emprega exclusivamente energia solar de forma direta e é tecnicamente bem simples, porém apresenta a desvantagem de possuir baixa eficiência quando comparada aos sistemas de refrigeração por compressão mecânica. A outra maneira usa coletores solares com pratos parabólicos para concentração de energia, que aquecem um fluido térmico, e este é usado como fonte de energia em um sistema de adsorção de alta eficiência que apresenta C.O.P. maior que um, segundo experimentos realizados por Douss e Meunier (1989). No entanto, devido ao fato de utilizar duas tecnologias (a dos coletores solares e da refrigeração por adsorção), e como estas estão ainda em desenvolvimento, o custo de tal equipamento ainda seria alto.

Considerando-se a utilização de resíduo térmico como fonte de energia, Jianzhou *et al.* (2002) estudaram um sistema de refrigeração por adsorção com o par zeólita/água cujo leito adsorativo foi regenerado pelos gases de exaustão de uma locomotiva. Estes autores obtiveram com um protótipo experimental, cerca de 5 kW de potência de refrigeração, utilizando 140 kg de zeólita, e concluíram que este sistema seria viável para refrigerar a cabine da locomotiva.

Suzuki (1993), realizou um estudo teórico e concluiu que se for desenvolvido um reator onde haja uma alta transferência de calor por unidade de volume de adsorvente ($\frac{UA}{V}$ em torno de 100 kW/m³K), seria possível utilizar um sistema de adsorção com o par zeólita/água para o condicionamento de ar em carros, utilizando-se o calor desperdiçado pelo motor.

II. O CICLO BÁSICO DE REFRIGERAÇÃO POR ADSORÇÃO

Um sistema básico de refrigeração por adsorção, alimentado por um fluido térmico consiste, conforme mostrado na Fig. 1, de um reator, onde acontecem os fenômenos de dessorção e adsorção, e de um trocador de calor que na etapa de dessorção é utilizado como condensador e na etapa de adsorção tem a função de evaporador. Além destes equipamentos, são necessários uma fonte e um dissipador de calor conectados ao reator, de tubos e acessórios para interligar os equipamentos do sistema.

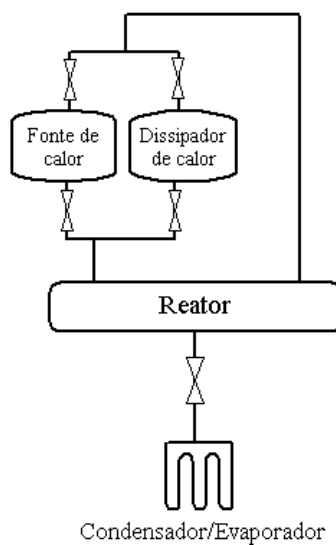


Figura 1. Esquema de um sistema básico de refrigeração por adsorção, utilizando um fluido térmico como vetor energético.

O processo de dessorção e adsorção, que acontece dentro do reator do sistema, é usualmente representado em um diagrama de Clapeyron, conforme a Fig. 2. Este diagrama é baseado na equação do mesmo nome (Eq. 1), utilizada para obtenção da pressão de saturação de um fluido em função de sua temperatura.

$$\ln(P_{Sat.}) = B - \frac{C}{T_{sat.}} \quad (1)$$

No diagrama de Clapeyron pode-se identificar a variação concentração mássica de adsorvato no adsorvente em função da pressão e da temperatura no leito adsortivo. A pressão do sistema é

indicada em escala logarítmica na ordenada do gráfico e a temperatura é representada na forma $\frac{-1}{T}$ na abscissa do mesmo.

A primeira linha diagonal à esquerda na Fig. 2 representa as condições de equilíbrio de pressão e temperatura do adsorvato puro. Cada uma das demais linhas diagonais, denominadas de isósteras, representa uma condição na qual é constante a concentração mássica de adsorvato no adsorvente. Quanto mais próxima uma isóstera está da linha que representa a condição de saturação do adsorvato, maior é a concentração mássica do adsorvato no adsorvente. Conforme se aumenta a temperatura do leito isobaricamente, tem-se uma diminuição da concentração mássica de adsorvato no adsorvente.

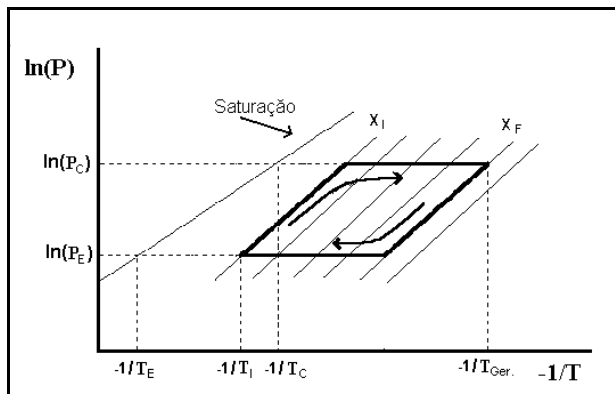


Figura 2. Diagrama de Clapeyron para um ciclo ideal de adsorção/dessorção.

Considerando-se que o reator encontra-se na condição inicial de temperatura T_I e pressão P_E , o ciclo começa a partir do momento em que certa quantidade de calor passa a ser fornecida ao reator. A temperatura do reator e a pressão no seu interior aumentam e a concentração mássica de refrigerante no adsorvente se mantém constante, uma vez que o escoamento daquele para o condensador encontra-se interrompido, pois a válvula que bloqueia este escoamento está fechada.

Quando a pressão dentro do reator atinge um valor aproximadamente igual à pressão de saturação do refrigerante à temperatura do condensador, P_C , a válvula que bloqueia o escoamento de refrigerante entre o reator e o condensador é aberta. A partir deste momento a pressão do reator passa a ser aproximadamente igual à pressão de saturação do refrigerante à temperatura de condensação, isto é, as pressões no reator e no condensador tornam-se praticamente iguais.

A temperatura do reator aumenta, enquanto calor lhe é fornecido, e a concentração de refrigerante no leito adsorativo diminui, pois o calor fornecido ao reator também promove a dessorção do refrigerante e este passa a escoar para o condensador, trocando calor com o meio de resfriamento do condensador. No caso mais simples, a troca de calor ocorre por convecção natural com o ar.

Ao se atingir a temperatura final de aquecimento ou temperatura de geração, T_{Ger} , cessa-se o aquecimento do reator e a conseqüentemente o processo de dessorção. A válvula que interrompe a passagem de refrigerante entre o reator e o condensador é fechada. A massa de refrigerante dessorvida em cada ciclo é igual ao produto da massa de adsorvente contida no reator pela diferença entre a concentração inicial, X_I , e a concentração final de refrigerante, X_F .

Na próxima etapa do ciclo, o condensador assume o papel de evaporador. O reator cuja temperatura é igual à T_{Ger} , e a pressão é igual à P_C , começa a ser resfriado por um fluido térmico frio que absorve seu calor, liberando-o em um dissipador de calor, como uma torre de resfriamento, por exemplo. A temperatura e a pressão no interior do reator diminuem e a concentração mássica de refrigerante no leito adsorativo se mantém constante, enquanto a válvula que bloqueia o escoamento de refrigerante entre evaporador e o reator se encontra fechada. Esta válvula é aberta quando a pressão no interior do reator se torna inferior à pressão no interior do evaporador. A partir deste momento, conforme o reator é resfriado pelo fluido térmico, o leito adsorativo adsorve o refrigerante contido no evaporador, e este, ao vaporizar, ocasiona o efeito frigorífico.

Ao se atingir a temperatura inicial, T_I , cessa-se o resfriamento, fecha-se a válvula que permite a passagem de refrigerante entre o reator e o evaporador e pode-se iniciar um novo ciclo.

O ciclo de adsorção utilizando radiação solar direta e resfriamento por convecção de ar e radiação, pode ocorrer apenas uma vez por dia, pois se necessita praticamente o dia todo para aquecer o reator e o resfriamento do mesmo só pode ocorrer à noite, quando a temperatura ambiente diminui. Utilizando-se um fluido térmico como vetor térmico, é possível que este fluido troque calor, alternadamente, com uma fonte e com um dissipador de energia, e desta forma aqueça e resfrie o leito diversas vezes ao dia, possibilitando sucessivas etapas de dessorção e adsorção.

III. ALTERNATIVAS PARA AUMENTAR O DESEMPENHO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ADSORÇÃO

Os sistemas de refrigeração por adsorção, SRA, para serem competitivos com os sistemas de refrigeração convencionais e viáveis para produção comercial necessitam aumentar seu desempenho em termos de C.O.P. e de potência de refrigeração específica, PRE. O aumento do C.O.P. é importante, pois esta variável é um indicativo de como o sistema está aproveitando a energia que lhe é fornecida. O aumento do PRE é importante, pois quanto maior a PRE, menor é o tamanho do equipamento e conseqüentemente seu custo, para uma determinada potência total.

Guilleminot (1998) desenvolveu a Eq. 2, para identificar maneiras de aumentar a PRE de um sistema por adsorção cujos reatores fossem aquecidos e resfriados por um fluido térmico, mantendo-se o tamanho do sistema constante ou reduzindo-se este tamanho e mantendo-se a PRE constante.

$$M_{C.A.} PRE = \dot{M}_{FT} C_{p_{FT}} \varepsilon_F \frac{\Delta \tilde{T}}{2} COP \quad (2)$$

onde:

- $M_{C.A.}$ é a massa de carvão ativado, [kg];
- \dot{M}_{FT} é a vazão mássica de fluido térmico, [kg/s];
- $C_{p_{FT}}$ é o calor específico do fluido térmico, [kJ/kg °C];
- $\varepsilon_F = (1 - \exp(-NTU))$;
- $NTU = \frac{UA}{\dot{M}_{FT} C_{p_{FT}}}$.

A maneira óbvia de se aumentar a PRE seria aumentando $\Delta \tilde{T}$, que representa a diferença média de temperatura entre o fluido térmico e o leito. Outra maneira de se aumentar a PRE está relacionada à produção de leitos adsortivos com maior coeficiente de transferência de calor global, U , e condutividade efetiva, k_{Leito} . O aumento destes parâmetros ocasionaria uma redução no tempo do ciclo, que resultaria em um aumento da PRE.

Poyelle *et al.* (1999) sugerem o uso de adsorventes compostos cujas propriedades de transferência de calor foram intensificadas. Estes autores realizaram experimentos com um adsorvente composto formado de zeólita e grafite expandido e obtiveram uma PRE cerca de quatro vezes maior que aquela obtida utilizando apenas a zeólita.

Tamainot-Telto & Critoph (1997) compararam a potência de refrigeração específica de um sistema de refrigeração por adsorção com um carvão ativado na forma granular e um outro sistema contendo carvão ativado misturado com um aglutinante orgânico comprimido e aquecido para formar um único bloco. O reator contendo o carvão monolítico apresentou uma PRE cerca de 90% maior que o reator contendo o carvão granular e um tempo de processo cerca de 25% menor. O carvão ativado monolítico apresentava o dobro da condutividade térmica e era 40 % mais denso que o carvão ativado granular.

Relacionando o U e a k_{Leito} com a densidade do leite, ρ_{Leito} , Oliveira (1999) concluiu, através de experimentos com simulação numérica de um modelo matemático de transferência de calor com processo de dessorção e adsorção em um SRA, que nas condições estudadas (ρ_{Leito} entre 450 kg/m³ e 710 kg/m³), a densidade não altera o C.O.P. do sistema porém a produção de gelo diária específica é quase triplicada ao se aumentar a densidade. Isto se deve ao fato do leite mais denso possuir maior condutividade térmica, o que reduz o tempo de regeneração.

No intuito de aumentar o coeficiente de transferência de calor global do leite adsortivo, Critoph (1994b) propôs um sistema onde o adsorvente é aquecido e resfriado pela circulação de refrigerante em excesso. Este refrigerante troca calor externamente ao reator e então, seu vapor serve de vetor térmico para aquecer ou resfriar o adsorvente, conforme o período do ciclo de refrigeração.

Oliveira *et al.* (2000) propõem uma alteração na fase de aquecimento do reator que consiste em se manter o leite adsortivo em aquecimento isostérico, isto é, com concentração mássica de refrigerante constante, até que seja atingida a temperatura de geração. Através de simulação numérica da transferência de calor e massa de um SRA, estes autores averiguaram que esta modificação no ciclo frigorífico aumenta a potência de refrigeração específica entre 20 e 30 % em relação à potência obtida com ciclo convencional, dependendo da temperatura de geração e da espessura do leite. O aumento da potência de refrigeração específica é devido à redução do tempo de regeneração do leite.

Existem maneiras de se aumentar o C.O.P. dos sistemas de sorção baseadas na redução das irreversibilidades, decorrentes do processo de transferência de calor para o leito adsorativo, com conseqüente maior aproveitamento do calor fornecido ao sistema. Uma destas maneiras é a regeneração de calor e a outra é a recuperação de calor.

No processo denominado regeneração de calor ou onda térmica, um fluido térmico quente transfere calor a um leito adsorativo frio em aquecimento (Leito A) e se resfria. Este fluido térmico resfriado troca calor com um outro leito quente em resfriamento (Leito B) e se aquece. Para que este fluido térmico atinja a temperatura com a qual irá trocar calor com o leito “A” novamente, é necessário fornecer uma quantidade de energia menor que aquela que seria necessária caso este fluido não tivesse sido pré-aquecido pelo leito “B”.

A recuperação de calor, também conhecida por duplo efeito, consiste em transferir calor de um leito quente para um leito frio através de um fluido térmico até que a temperatura de ambos seja aproximadamente igual. Apenas ao se atingir esta condição, é que se começa fornecer calor ao leito adsorativo a partir de uma fonte energética externa.

Através do duplo efeito, Pons e Poyelle (1999) mencionam que é possível recuperar até 35 % da energia fornecida a um dos leitos, para aquecer o outro leito. Estes mesmos autores mencionam que através da regeneração de calor é possível recuperar até 65 % da energia de fornecida a um dos leitos, para aquecer o outro leito. Os experimentos realizados por estes autores demonstram que tanto o C.O.P. quanto a PRE foram mais baixas no sistema com regeneração de calor que no sistema com recuperação de calor. Esta aparente contradição nos resultados ainda não foi completamente analisada pelos autores, mas Pons e Poyelle (1999) supõem que isto se deva a pequena diferença de temperatura entre a fonte de calor e o calor liberado pelos leitos, durante os experimentos realizados.

Analisando sistemas com regeneração de calor, Pons *et al.* (1996) concluíram que o aumento do fluxo do fluido térmico reduz o C.O.P. e aumenta a PRE destes sistemas.

Tanto no ciclo de duplo efeito quanto no ciclo de onda térmica pode-se usar a recuperação de vapor de refrigerante para aumentar a PRE. A recuperação de vapor de refrigerante consiste basicamente em interligar dois reatores que estejam operando fora de fase para trocar vapor de refrigerante entre si. Quando um reator chega ao fim da dessorção ele precisa ser despressurizado até a pressão de evaporação, enquanto que, o outro reator que está no final da adsorção precisa

ser pressurizado. Transferindo-se vapor de refrigerante do primeiro reator para o segundo, faz-se com que os dois igualem suas pressões, ocasionando um aumento da concentração de refrigerante no reator que começará a ser aquecido enquanto há uma diminuição da concentração de refrigerante no reator que começará a ser resfriado. Essa diminuição da concentração de refrigerante no início da etapa de adsorção, aumenta a massa adsorvida e conseqüentemente a PRE.

Szarzynski *et al.* (1997) compararam um sistema de refrigeração por adsorção convencional com outros dois tipos de sistema. Um destes sistemas era pressurizado e despressurizado de forma direta (i.e., pressurizados pelo condensador e despressurizado pelo evaporador) no início da etapa de dessorção e de adsorção, respectivamente, e o outro sistema era pressurizado com recuperação de vapor de refrigerante, conforme descrito no parágrafo anterior. Estes autores mencionam que, enquanto os sistemas operando um ciclo com pressurização direta possuem um desempenho, em termos PRE, ligeiramente inferior aos sistemas operando com ciclos convencionais, os sistemas com recuperação de vapor apresentam uma PRE cerca de 20 % maior que a dos sistemas operando com ciclos convencionais. A Fig. 3 mostra o diagrama de Clapeyron de um ciclo de refrigeração por adsorção com recuperação de vapor.

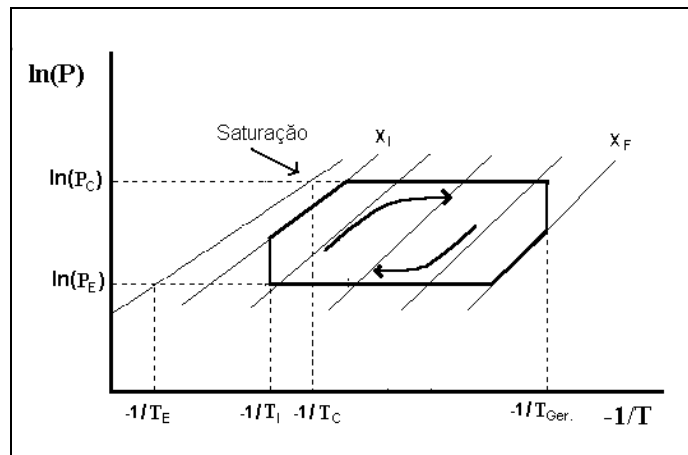


Figura 3. Diagrama de Clapeyron para um ciclo de refrigeração por adsorção com recuperação de vapor.

Saha *et al.* (1995) mencionam que as propostas de modificações dos ciclos de refrigeração visam principalmente aumentar o C.O.P. ou a PRE, sendo que pouca atenção é despendida no

intuito de diminuir a temperatura da fonte de calor. Estes autores estudaram um sistema de refrigeração para produção de água gelada com o par sílica gel/água, e através do uso de um triplo estágio, conseguiram resfriar água até 12 °C utilizando uma fonte de aquecimento para regenerar o leito de 50 °C.

Um ciclo de refrigeração por adsorção com mais de um estágio, conforme ilustrado na Fig. 4, consiste de reatores operando entre diferentes níveis de pressão e trocando vapor de refrigerante entre si.

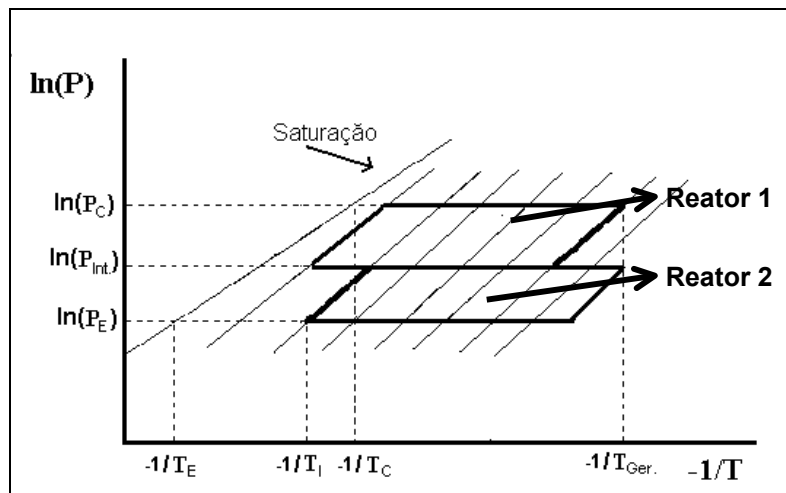


Figura 4. Diagrama de Clapeyron para um ciclo de refrigeração por adsorção em duplo estágio.

O reator que opera com baixa pressão adsorve refrigerante do evaporador e posteriormente dessorve este refrigerante para o reator que opera com alta pressão. O reator que trabalha a alta pressão adsorve refrigerante do reator que trabalha com pressões inferiores e posteriormente dessorve o refrigerante para o condensador. Através deste artifício, consegue-se que a dessorção e a adsorção aconteçam utilizando-se temperaturas de geração inferiores àquelas normalmente requeridas pelo processo.

IV. INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO NOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ADSORÇÃO

Através de simulação numérica das transferências de calor e massa em um sistema de refrigeração por adsorção, Oliveira (1999) estudou a influência da temperatura ambiente e da temperatura do fluido térmico de aquecimento no C.O.P. e na produção diária de gelo. O sistema simulado era composto de um reator de tubo duplo concêntrico com leito de 48 mm e densidade de aproximadamente 600 kg m^{-3} . Além do mencionado, foram considerados que a temperatura inicial do leito no início da etapa de geração, a temperatura do leito no final da etapa de adsorção e a temperatura de condensação estavam relacionadas à temperatura ambiente, e a temperatura de geração era 5°C menor que a temperatura do fluido térmico.

Pode-se perceber pela Fig. 5 que a temperatura do ambiente, $T_{\text{Amb.}}$, exerce maior efeito no C.O.P. quando a temperatura do fluido térmico quente, T_{FTQ} , encontra-se abaixo de 80°C , enquanto que, se T_{FTQ} estiver ao redor de 100°C , a $T_{\text{Amb.}}$ não influencia tanto o C.O.P.. Isto se deve ao fato de que com temperaturas de geração abaixo de 80°C a concentração de refrigerante no leito ainda é relativamente alta e se a temperatura no final da etapa de adsorção e, conseqüentemente, no início da etapa de dessorção também for elevada, quase não há massa adsorvida e conseqüentemente efeito frigorífico apesar de se utilizar energia para aquecer o leito até a temperatura de geração. Para uma $T_{\text{Amb.}}$ de 25°C , o maior C.O.P., de aproximadamente 0,35, foi obtido com a T_{FTQ} próxima a 100°C .

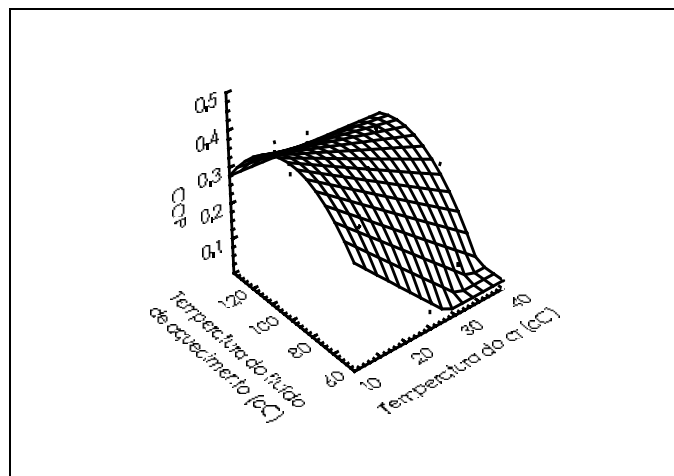


Figura 5. Variação do C.O.P. em função da T_{FTQ} e da $T_{\text{Amb.}}$ (Fonte: Oliveira, 1999).

Luo e Feidt (1992), estudando o par carvão ativado AC 40/3 e metanol, concluíram que, para uma temperatura de evaporação de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e uma temperatura inicial do leito de $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, o C.O.P. cresce com o aumento da temperatura de geração, enquanto esta é menor que $110\text{ }^{\circ}\text{C}$. A partir desta temperatura o C.O.P. começa a diminuir lentamente com o aumento da temperatura de geração. Isto acontece provavelmente porque, a partir desta temperatura, começa haver uma redução da taxa de dessorção, devido às características das isósteras do par metanol/carvão ativado estudado, apesar de se continuar fornecendo energia para regenerar o leito.

Oliveira (1999), constatou, conforme apresentado na Fig. 6, que a produção diária de gelo decresce com o aumento da $T_{\text{Amb.}}$ para uma T_{FTQ} constante porque a concentração de refrigerante inicial é maior e conseqüentemente a massa dessorvida e adsorvida é menor. Como nestes experimentos a temperatura de geração era $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ menor que a T_{FTQ} e a produção diária de gelo cresceu com o aumento desta variável, pode-se concluir que a temperatura de geração influencia positivamente na produção diária de gelo.

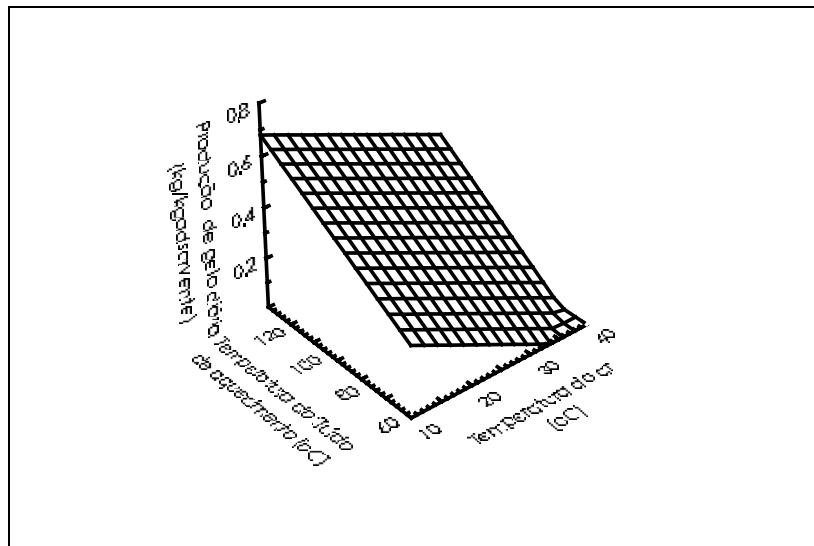


Figura 6. Variação da produção diária de gelo específica, em função da T_{FTQ} e da $T_{\text{Amb.}}$. (Fonte: Oliveira, 1999).

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS GERAIS

1. Cho, S. H., Kim, J. N. Modeling of a Silica Gel/Water Adsorption-Cooling System. *Energy*, v. 17, n. 9, pp. 829-839, 1992.
2. Cortez, L. A. B., Pereira, J. T. V. Zukowski Jr., J. C. Refrigeração por Absorção com Cogeração. In: *Estudos Técnicos e Economia de Energia em Refrigeração, Aplicações da Amônia*. Ed. da Univ. do Amazonas, Manaus, 1998.
3. Cortez, L. A. B., Zukowski Jr., J. C. Histórico e Considerações sobre Refrigeração por Absorção. In: *Estudos Técnicos e Economia de Energia em Refrigeração, Aplicações da Amônia*. Ed. da Univ. do Amazonas, Manaus, 1998.
4. Cresesb *Cresesb Informe: Atlas Solarimétrico do Brasil. 2000*, Disponível em. <http://www.cresesb.cepel.br/Publicacoes/download/Info5_pag8-9.PDF>. Último acesso em 26/01/2004.
5. Critoph, R. E. An Ammonia Carbon Solar Refrigerator for Vaccine Cooling. *Renewable Energy*, v. 5, pp. 502-508, 1994 (a).
6. Critoph, R. E. Forced convection enhancement of adsorption cycles. *Heat Recovery Systems and CHP*, v. 14, n. 4, pp. 343-350, 1994 (b).
7. Douss, N., Meunier, F. Experimental Study of Cascading Adsorption Cycles, *Chem. Eng. Sci.*, v. 44, pp.225-235, 1989.
8. Fujioka, K., Yoshino, H., Inaba, H., Hirata, Y. Investigation of Hydration Reaction of Calcium Chloride for Developing Multipurpose Chemical Heat Pumps. In: International Sorption Heat Pump Conference. *Proceedings...*Science Press, 2002, pp. 431-437.
9. Guilleminot, J. J From Pellet to Composite Adsorbent Bed: Evolutions of Adsorber Technologies. In: Fundamentals of Adsorption - FOA6, 1998, França, *Anais...*, França, Elsevier, 1998.
10. Headley, O. Stc., Kothdiwala, A. F., Mcdoom, I. A. Charcoal-Methanol Adsorption Refrigerator Powered by a Compound Parabolic Concentrating Solar Collector. *Solar Energy*, v. 53, n. 2, pp. 191-197, 1994.
11. Jianzhou, Y., Wang, R. Z., Lu, Y. Z., Xu, Y. X., Wu, J. Y., Li, Z. H. Locomotive Driver-Cabin Adsorption Air-Conditioner Powered by Waste Heat of Internal Combustion Engine. In: International Sorption Heat Pump Conference. *Proceedings...*Science Press, 2002, pp. 490-499.
12. Luo L., Feidt M., Thermodynamics of Adsorption Cycles: A Theoretical Study. *Heat Transfer Engineering*, v. 13, n.4, pp. 19-31, 1992.
13. Medini, N., Marmottant, B., El Golli, S., Grenier, Ph. Etude d'une Machine Solaire Autonome à Fabriquer de la Glacê. *Rev. Int. Froid*, v. 14, pp. 363-367, 1991.
14. Meunier, F. Sorption Solar Cooling. *Renewable Energy*, v.5, n. 1, 1994.

15. Mühle, I. N. Instalação Frigorífica a Absorção. In: *Estudos Técnicos e Economia de Energia em Refrigeração, Aplicações da Amônia*, Ed. da Univ. do Amazonas, Manaus, 1998.
16. Niemann, M., Kreuzburg, J., Schreitmüller, K.R. and Leppers, L. Solar Process Heat Generation Using an Etc Collector Field With External Parabolic Circle Concentrator (Pcc) to Operate an Adsorption Refrigeration System. *Solar Energy*, v. 59, n. 1-3, pp. 67-73, 1997.
17. Oliveira, G. R. *Modelagem e simulação de um sistema de refrigeração por adsorção para produção de gelo, utilizando energias alternativas*. 1999, 110 p., Dissertação (Mestrado), Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
18. Oliveira, R. G., Silveira Junior, V., Kieckbusch, T. G. A Modification Of The Conventional Adsorption Refrigeration Cycle To Improve Its Specific Cooling Power. In: International Conference on Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Aspects of Energy and Process Systems. *Proceedings...Febodruk BV*, 2000, pp. 835-844.
19. Passos, F. P. *Etude des Couples Charbon Actif/Methanol et de leur Application a la Refrigération Solaire*. 1986, 101 p. Tese (Doutorado). Dep Mecanique, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Lausanne.
20. Pons, M., Guilleminot, J. J. Design of an Experimental Solar Powered, Solid-Adsorption Ice Maker. *Journal of Solar Energy Engineering*, v. 108, pp. 332-337, 1986.
21. Pons, M., Laurent, D., Meunier, F. Experimental Temperature Fronts for Adsorptive Heat Pump Applications. *Applied Thermal Engineering*, v. 16, n.5, pp. 395-404, 1996.
22. Pons, M., Poyelle, F. Adsoptive Machines with Advanced Cycles for Heat Pumping or Cooling Applications. *Int. J. Refrig*, v. 22, pp. 27-37, 1999.
23. Poyelle, F., Guilleminot, J.J. and Meunier, F., Experimental Tests and Predictive Model of an Adsorptive Air Conditioning Unit, *Ind. Eng. Chem. Res.*, v. 38, pp. 298-309, 1999.
24. Saha, B. B., Boelman, E. C., Kashiwagi, T. Computational Analysis of an Advanced Adsorption-Refrigeration Cycle. *Energy*, v. 20, n. 10, pp. 983-994, 1995.
25. Silveira Junior, V. *Montagem e Teste de Desempenho de um Refrigerador Solar por Adsorção Física com Produção de Gelo*. 1990, 150 p. Dissertação (Mestrado), Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
26. Spinner, B. Ammonia-Based Thermochemical Transformers. *Heat Recovery Systems & CHP*, v. 13, pp. 301-307, 1993.
27. Suda, S. What is Required for Commercialization of Metal Hydride Refrigerators and Heat Pumps. *Heat Recovery Systems & CHP*, v. 13, pp. 309-314, 1993.
28. Suzuki, M. Application of Adsorption Cooling Systems to Automobiles. *Heat Recovery Systems and CHP*, v. 13, n. 4, pp. 335-340, 1993.
29. Szarzynski, S., Feng, Y., Pons, M., Study of Different Internal Vapour Transports for Adsorption Cycles with Heat Regeneration. *Int. J. Refrig.*, v. 20, n. 6, pp. 390-401, 1997.
30. Tamainot-Telto, Z., Critoph, R. E. Adsorption Refrigerator Using Monolithic Carbon Ammonia Pair. *Int. J. Refrig.*, v. 20, n. 2, pp. 146-155, 1997.

31. Wang, R. Z., Wu, J. Y., Xu, Y. X., Teng, Y., Shi, W. Experiment on a Continuous Heat Regenerative Adsorption Refrigerator Using Spiral Plate Heat Exchanger as Adsorbers. *Applied Thermal Engineering*, v. 18, pp. 13-23, 1998.

RESUMO

Nesta etapa do trabalho, comparou-se alguns adsorventes e adsorvatos em relação a certas propriedades e características desejáveis em sistemas de refrigeração por adsorção. Escolheu-se como adsorvato, a amônia e o dimetil-éter para terem seus equilíbrios termodinâmicos caracterizados, individualmente, junto ao carvão ativado tipo C119, fornecido pelas Indústrias Químicas Carbomafra S.A., o que possibilitou a determinação dos parâmetros da equação de Dubinin-Astakhov (D-A), para cada um dos dois pares estudados.

Utilizando-se esta equação para estimar a variação da concentração mássica de adsorvato no adsorvente, estimou-se a massa dessorvida e adsorvida, a capacidade de refrigeração e o C.O.P. de um sistema de refrigeração por adsorção contendo o par carvão ativado/amônia e de um sistema contendo o par carvão ativado/dimetil-éter, em determinadas condições de operação (temperatura de evaporação entre $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ e 0°C e temperatura de geração entre $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $135\text{ }^{\circ}\text{C}$). Concluiu-se que um sistema utilizando amônia produz uma capacidade de refrigeração cerca de quatro vezes maior e um C.O.P. aproximadamente duas vezes maior que aqueles obtidos por um sistema utilizando dimetil-éter, e desta forma, optou-se por considerar aquele adsorvato no modelo do sistema de refrigeração por adsorção e utilizá-lo no protótipo que foi desenvolvido.

1.1 INTRODUÇÃO

Para se modelar a transferência de calor e o processo de sorção em um sistema de refrigeração por adsorção, SRA, é necessário caracterizar o equilíbrio termodinâmico entre o adsorvente e o adsorvato. Caracterizando-se este equilíbrio, é possível obter os parâmetros da equação de Dubinin-Astakhov (D-A) para adsorção em microporos e utilizar esta equação no modelo do sistema para descrever a variação da concentração mássica de adsorvato no leito em função da variação da pressão e da temperatura deste leito.

Para se escolher o par de adsorvente/adsorvato mais apropriado para ser utilizado tanto no modelo matemático quanto no protótipo do SRA, foram comparadas algumas propriedades e características de possíveis adsorventes e adsorvatos e se escolheu dois refrigerantes (adsorvatos) para terem seus equilíbrios termodinâmicos caracterizados junto ao carvão ativado (adsorvente).

Após esta caracterização, para cada um dos pares estudados, ajustou-se uma reta aos pontos experimentais, e os parâmetros da equação de D-A foram estimados a partir dos coeficientes destas retas.

Utilizando-se a equação de D-A com os parâmetros relativos a cada par, pode-se determinar a massa de refrigerante dessorvida e adsorvida, a capacidade de refrigeração, e o C.O.P. de um SRA com cada um dos dois pares caracterizados. Estes dados foram utilizados como indicador para se escolher qual dos pares seria mais apropriado para ser utilizado na construção do protótipo do SRA e considerado no modelo matemático.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

1.2.1 Princípios da Adsorção em Microporos

Segundo Davies e Legros (1986), as moléculas no interior de qualquer sólido estão sujeitas a forças de ligação de igual carga, em todas as direções, enquanto nas moléculas da superfície, estas forças podem estar desbalanceadas. Para que haja um equilíbrio das forças de ligação nesta superfície, é necessário que uma outra molécula se ligue a esta superfície, ocasionando o fenômeno da adsorção. Estas forças de ligação são chamadas de forças de Van der Waals e são também responsáveis pela tensão superficial em um líquido e pela condensação.

No processo da adsorção ocorre a separação preferencial de uma substância, líquida ou gasosa, pela superfície de um sólido. Ao sólido, se dá o nome de adsorvente, enquanto ao líquido ou gás que está sendo adsorvido, dá-se o nome de adsorvato. A adsorção é diferente da absorção, pois esta última utiliza dois líquidos como par de sorção, com a formação de uma eventual terceira substância, enquanto a adsorção apresenta um sólido e um líquido ou gás como par.

As substâncias porosas são divididas em microporosas, mesoporosas e macroporosas segundo o tamanho de seus poros. Davies e Legros (1986) mencionam que, segundo a convenção da IUPAC, as substâncias microporosas possuem poros com diâmetro de até 4 nm, enquanto as substâncias mesoporosas possuem poros com diâmetro entre 4 e 100 nm, sendo que acima desses valores, a substância é considerada macroporosa.

O estado termodinâmico do leito é função da massa adsorvida, da temperatura e da pressão. Segundo Dubinin (1967) os macroporos e os mesoporos do sólido podem ser descritos adequadamente pelas equações de B.E.T. e Langmuir, pois o adsorvato forma mono ou multicamadas na superfície do sólido. Nos microporos, não há formação dessas camadas sobrepostas e sim, o preenchimento do volume destes poros. Devido à quantidade de adsorvato que pode ser adsorvida nestes microporos, eles têm papel fundamental na refrigeração por adsorção. Baseado na hipótese acima, Dubinin (1967) desenvolveu uma teoria de equilíbrio de adsorção de gases e vapores que leva em conta o preenchimento do volume máximo, W_0 , e expressa o volume dos microporos por massa unitária de adsorvente anidro.

O desenvolvimento da teoria de adsorção de gases e vapor em adsorventes microporosos parte da teoria do potencial de adsorção de Polanyi, onde o potencial de adsorção, A , pode ser representado pela equação de trabalho de compressão isotérmico (Eq. 3).

$$A = RT_{Leito} \ln \left(\frac{P_{Sat.}}{P_{Leito}} \right) \quad (3)$$

onde $P_{Sat.}$ é a pressão de saturação do adsorvato à temperatura do leito adsortivo, T_{Leito} , e P_{Leito} é a pressão no interior deste leito. R é a constante relativa dos gases ideais.

De acordo com a teoria de Dubinin-Astakhov, descrita por Huber *et al.* (1978), o volume ocupado pelo adsorvato é relacionado com o volume máximo do poro e com o potencial de adsorção da seguinte forma:

$$W = W_o \exp \left(- \left(\frac{A}{E} \right)^n \right) \quad (4)$$

onde E é a energia livre característica do par e contém implicitamente os parâmetros relativos a microporosidade do adsorvente e à afinidade do adsorvato pelo adsorvente (Huber *et al.*, 1978).

Huber *et al.* (1978), mencionam que em adsorventes carbonáceos, n é geralmente menor que 2 e segundo Critoph (1988), este parâmetro melhora o ajuste da equação aos valores experimentais, mas no entanto, não tem nenhum significado físico direto.

Substituindo a Eq. 3 em 4 tem-se :

$$W = W_o \exp \left(- \left(\frac{R}{E} \right)^n \left(T_{Leito} \ln \left(\frac{P_{Sat.}}{P_{Leito}} \right) \right)^n \right) \quad (5)$$

Multiplicando-se ambos os lados da Eq. 5 pela densidade do adsorvato, obtém-se:

$$X = X_o \exp \left(- D \left(T_{Leito} \ln \left(\frac{P_{Sat.}}{P_{Leito}} \right) \right)^n \right) \quad (6)$$

onde as constantes $\left(\frac{R}{E}\right)^n$ foram substituídas pela constante D .

Quando a pressão no leito adsortivo é igual à pressão de saturação do adsorvato no condensador ou no evaporador pode-se obter, segundo Teng *et al.* (1997), uma modificação da Eq. 6 utilizando-se a equação de Clapeyron (Eqs. 7 e 8):

$$\ln P_{Sat.} = B - \left(\frac{C}{T_{Leito}} \right) \quad (7)$$

$$\ln P_{Leito} = B - \left(\frac{C}{T_{Sat.}} \right) \quad (8)$$

onde os coeficientes B e C são específicos para cada adsorvato.

Após aplicar as equações 8 e 7 em 6 tem-se:

$$X = X_o \exp \left(-K \left(\frac{T_{Leito}}{T_{Sat.}} - 1 \right)^n \right) \quad (9)$$

sendo que:

$$K = DC^n \quad (10)$$

1.2.2 Os Adsorventes e Adsorvatos Utilizados nos Sistemas de Refrigeração por Adsorção

Os adsorventes utilizados podem ser divididos, segundo sua afinidade por compostos polares, em hidrofílicos e hidrofóbicos. Segundo Srivastava e Eames (1998), os adsorventes hidrofílicos apresentam maior afinidade por substâncias polares, como a água, enquanto os adsorventes hidrofóbicos apresentam maior afinidade por gases e compostos oleosos. Os adsorventes hidrofílicos mais utilizados em bombas de calor e sistemas de refrigeração são a sílica-gel e a zeólita sendo que o adsorvente hidrofóbico mais utilizado é o carvão ativado.

Devido à solidificação da água a 0 °C, tanto a sílica-gel quanto a zeólita, que são adsorventes hidrofílicos e utilizam água como adsorvato, não são utilizadas em ciclos de refrigeração por adsorção para a produção de gelo. O adsorvente mais utilizado neste caso é o carvão ativado, pois apresenta boa afinidade por compostos apolares e polares (com exceção da água) e também porque é mais barato que outros adsorventes.

Um grande problema do uso do carvão ativado, assim como de outros adsorventes, é sua baixa condutividade térmica. Cacciola e Restuccia (1994) mencionam que a partir de estudos recentes para aumentar a condutividade do adsorvente, foi possível identificar que:

- é inútil colocar esferas ou tiras metálicas junto ao adsorvente;
- aglutinantes e aditivos com boa condutividade térmica, assim como espumas metálicas, quando adicionados ao adsorvente, devem estar bem compactados e unidos;
- o contato entre os grãos de adsorvente, mesmo dentro de um único bloco deve ser o maior possível;
- adsorventes compactos tipo monoblocos devem ser utilizados sempre que disponível.

Baseando-se em condições de operação e construção dos equipamentos, aspectos ambientais e de fatores de segurança, é importante considerar as seguintes características antes de se escolher um refrigerante para um sistema de refrigeração por adsorção:

- potencial de degradação da camada de ozônio baixo ou nulo;
- baixa ou nenhuma contribuição no efeito estufa;
- pressão de vapor próxima à pressão atmosférica nas condições usuais de operação do sistema;
- alta entalpia de vaporização;
- alta densidade no estado líquido;
- atóxico ou de baixa toxicidade;
- não inflamável.

As duas primeiras características referem-se à questão ambiental, uma vez que a degradação da camada de ozônio e a ocorrência do efeito estufa estão intimamente ligadas à emissão de

alguns gases amplamente utilizados como refrigerantes em sistemas de refrigeração por compressão mecânica, e que por acordos internacionais, como os protocolos de Kyoto e Montreal, devem parar de ser produzidos e utilizados nos próximos anos.

O adsorvato escolhido deve apresentar pressão de vapor próxima à atmosférica, pois sistemas a vácuo tendem a parar de funcionar caso haja qualquer infiltração, por menor que seja além do que, tais infiltrações podem ser de difícil localização. Por outro lado, sistemas operando com pressão muito acima da atmosférica necessitam de tubulações e acessórios mais resistentes o que provavelmente encarecerá a construção do sistema.

Uma alta entalpia de vaporização é favorável, pois ela está diretamente relacionada com a carga térmica que será retirada no evaporador e como o adsorvente possui microporos de volume fixo, quanto maior a densidade do adsorvato, maior será sua massa adsorvida nos microporos. A utilização de refrigerantes atóxicos e não inflamáveis está relacionada à segurança de utilização do sistema.

O melhor refrigerante, do ponto de vista da entalpia de vaporização, é a água, entretanto ela apresenta pressão de vapor muito baixa nas condições de condensação e evaporação de um sistema frigorífico, além do que, este refrigerante não pode ser utilizado em aplicações cuja temperatura de evaporação seja inferior a 0°C.

Outros dois adsorvatos com grande entalpia de vaporização são a amônia e o metanol. Embora apresente pressão de vapor maior que a da água, o metanol também apresenta pressão de vapor abaixo de 1 atm em temperaturas menores que 65 °C. A amônia apresenta uma pressão de vapor bem acima da pressão atmosférica nas condições usuais de condensação de um sistema de refrigeração, por isso é necessária a construção de reatores de parede espessa e de grande massa, o que pode ocasionar uma degradação do C.O.P..

Os pares de adsorvente/adsorvato mais utilizados em refrigeração são os pares carvão ativado/amônia (Critoph, 1994; Miles e Shelton, 1996; Tamainot-Telto e Critoph, 1997; Vasiliev *et al.* 1999), carvão ativado/metanol (Passos, 1986; Pons e Guilleminot, 1986; Silveira Junior, 1990; Medini *et al.*, 1991; Headley *et al.*, 1994; Hu, 1996; Luo e Feidt, 1997; Wang *et al.*, 1998; Wang *et al.*, 1999), sílica-gel/água (Chua *et al.*, 1998) e zeólita/água (Poyelle *et al.*, 1999). Os dois primeiros pares foram utilizados para a produção de gelo, enquanto os outros dois foram utilizados para resfriamento de água ou ar condicionado.

Para o caso do uso de energia solar em refrigeração, Pons e Guilleminot (1986) observaram que o C.O.P. do sistema é maior para o par carvão ativado/metanol, que para os outros pares analisados por eles. Entre os pares comparados estão zeólita/água, $\text{CaCl}_2/\text{NH}_3$ e $\text{NH}_3/\text{Água}$, sendo este último par encontra-se em um sistema de absorção.

Além de apresentar pressão de vapor abaixo da atmosférica, as outras desvantagens do metanol são sua toxicidade e o fato dele se degradar em temperaturas próximas de 110 °C, formando dimetil-éter, metoximetil-metil-éter e etanol (Hu, 1998).

Segundo Critoph (1989), apesar do C.O.P. (cerca de 0,5) do par carvão ativado/metanol ser um pouco maior que o do par carvão ativado/amônia (cerca 0,4), nas condições de operação estudada, este último par pode ser preferível, pois apresenta pressão de vapor acima da atmosférica, o que facilita a construção do refrigerador e faz com que eventuais problemas de vazamento não impeçam o equipamento de continuar funcionando por um certo tempo, até que o vazamento seja consertado.

As principais desvantagens do uso da amônia são sua alta pressão de saturação, toxicidade e a incompatibilidade com o cobre e suas ligas.

Como alternativa à amônia e ao metanol, Critoph (1996) utilizou o R32 e o butano em ciclos de refrigeração por adsorção. Segundo este autor, o R32 apresenta um C.O.P. cerca de três vezes menor que o da amônia e o butano apresenta C.O.P. inferior ao do R32. O autor não menciona qual foi a PREU obtida com o uso destes refrigerantes.

O R32 e outros HFCs apesar de não danificarem a camada de ozônio como os CFCs, possuem um GWP¹ elevado, contribuindo para a ocorrência do efeito estufa, o que faz com que a utilização desses refrigerantes deva ser consideravelmente reduzida até o ano de 2008, segundo o Protocolo de Kyoto das Nações Unidas (Kauffeld, 1999).

¹ Do inglês Global Warming Potential, que significa potencial de aquecimento global. Este indicador está relacionado com o potencial do gás em contribuir para o efeito estufa. Considera-se que o GWP do CO_2 é 1.

1.3 MATERIAIS E MÉTODOS

1.3.1 Materiais Utilizados na Caracterização do Equilíbrio Termodinâmico

O equipamento utilizado nos experimentos para caracterização do equilíbrio termodinâmico entre o carvão ativado tipo C119 fornecido pelas Indústrias Carbomafra S.A. e os adsorvatos escolhidos é mostrado esquematicamente na Fig. 7.

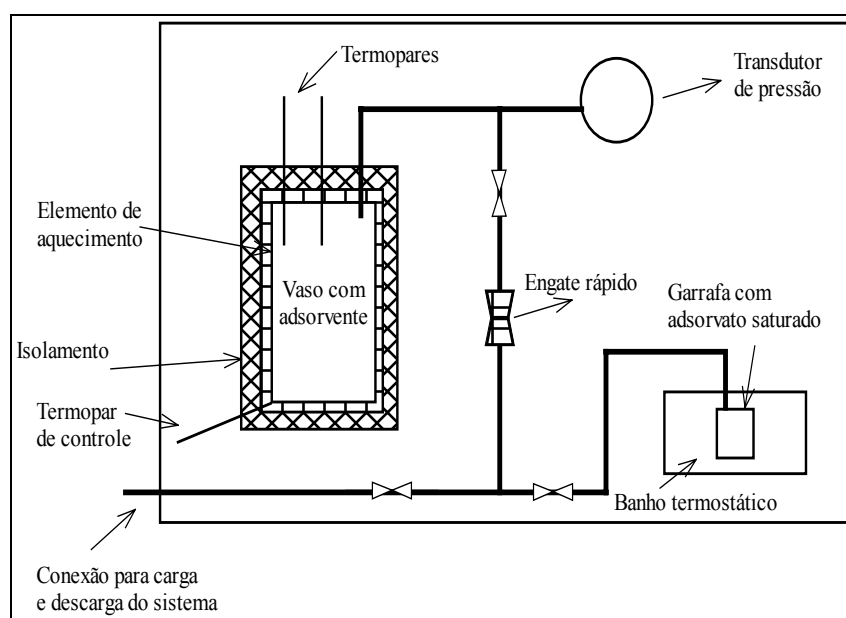


Figura 7. Esquema do equipamento para caracterização do equilíbrio termodinâmico do par adsorvente/adsorvato.

O equipamento é composto pelos seguintes acessórios:

- uma célula experimental de aço inox 316 de aproximadamente 100 cm^3 , encamisada por um envelope de alumínio aquecido eletricamente e isolado exteriormente;
- dois termopares do tipo K para medir a temperatura no interior do vaso;
- um termopar tipo K acoplado a um controlador tipo PID para monitorar e controlar a temperatura da célula experimental;
- um transdutor de pressão Druck PDCR 920;

- uma balança Oertling 1500;
- um banho termostático com etileno glicol;
- uma garrafa para conter o adsorvato líquido saturado;
- válvulas e conexões.

1.3.2 Metodologia para Escolha do Par de Adsorvente/Adsorvato

Atualmente não existe um refrigerante que possua todas as características desejáveis para sua utilização. O metanol e amônia são os refrigerantes mais utilizados em sistemas de refrigeração por adsorção principalmente devido à elevada entalpia de vaporização que ambos apresentam, entretanto, os mesmos são tóxicos e inflamáveis sendo que a amônia apresenta alta pressão de saturação nas condições usuais de operação e o metanol apresenta pressão inferior à atmosférica.

Na Tab. 1 são apresentadas algumas alternativas de possíveis refrigerantes a serem utilizados. Não são apresentados refrigerantes prejudiciais à camada de ozônio, tais como os CFCs e o HCFCs. Os dados de pressão de saturação, densidade na fase líquida e entalpia de vaporização foram obtidos em Liley *et al.* (1984) e os dados de Limite de Exposição Crônica, LEC, Concentração Mínima no ar para causar explosão, CM, e GWP foram obtidos em Calm e Hourahan (1999) e na literatura técnica de BOC Gases (2000).

A amônia foi o primeiro refrigerante escolhido para caracterização do equilíbrio termodinâmico, pois apresenta alta entalpia de vaporização por unidade de volume e um baixo GWP. No entanto a amônia não é compatível com o cobre e suas ligas, e apresenta uma alta pressão de saturação nas temperaturas de condensação usual. A partir da Tab. 1, escolheu-se um segundo refrigerante, para se caracterizar o equilíbrio, no intuito de se oferecer uma opção quando se deseja evitar os problemas relacionados ao uso da amônia

A utilização do metanol foi desconsiderada, pois se procurou evitar a operação do sistema sob condições de vácuo, uma vez que, caso houvesse infiltração, este seria de difícil detecção e comprometeria o desempenho do sistema. Além disso, Hu (1998) menciona que, em temperaturas próximas de 110 °C, o metanol degrada-se formando dimetil-éter, metoximetil-metil-éter e etanol o que também compromete a eficiência do sistema.

Tabela 1. Possíveis alternativas de refrigerante para sistemas de refrigeração por adsorção.

Refrigerante	Formula	Entalpia de vaporização [MJ/m ³]	GWP [100 Anos]	Pressão de operação* ² [kPa]	LEC [ppm]	CM [%]
Metanol	CH ₃ OH	1004,7	N/D	1,7-30	N/D	N/D
Amônia	NH ₃	857,55	<1	255-1420	25	14,8
Dióxido de Enxofre	SO ₂	571,05	N/D	87,8-1320	2	Nenhum
R32	CH ₂ F ₂	367,81	880	521-2290	1000	13,1
Metil-acetileno	C ₃ H ₄	355,62	N/D	155-803	N/D	2,3
Dimetil-éter	C ₂ H ₆ O	322,90	<1	162-827	1000	3,4
R152a	C ₂ H ₄ F ₂	308,89	190	164-837	1000	3,1
R134a	C ₂ H ₂ F ₄	278,38	1600	176-933	1000	Nenhum
Propileno	C ₃ H ₆	224,13	N/D	386-1537	375	2,0
Isobutano	C ₄ H ₁₀	219,28	20	96,0-493	800	1,8
R23	CHF ₃	182,27	14800	173-481	1000	Nenhum

O dióxido de enxofre foi desconsiderado, pois apesar de ser compatível com cobre e suas ligas, possui pressão de saturação próxima a da amônia e sua emissão para a atmosfera contribui com a formação de chuvas ácidas. O R32 foi desconsiderado, pois apresenta pressão de saturação bem superior a da amônia além de contribuir cerca de 880 vezes mais que o CO₂ na produção do efeito estufa. Segundo Kauffeld (1999), o protocolo de Kyoto determina que substâncias causadoras do efeito estufa, tal como os HFCs, devem ter seu uso reduzido até o ano de 2008. O R134a foi descartado devido às restrições do protocolo de Kyoto e por possuir baixa entalpia de vaporização por unidade de volume.

Apesar de apresentar uma pressão de saturação menor que a da amônia, o metil-acetileno foi desconsiderado por ser incompatível com cobre e suas ligas e portanto, não seria uma alternativa àquele refrigerante.

O segundo refrigerante escolhido foi o dimetil-éter, DME, pois apresenta a maior entalpia por unidade de volume após a exclusão do SO₂, do R32 e do metil-acetileno. A pressão de saturação é quase a metade da pressão de saturação da amônia para uma temperatura de condensação de aproximadamente 40 °C. Este refrigerante é compatível com cobre e suas ligas e possui baixo GWP o que o torna um potencial substituto da amônia, caso não seja possível ou não se queira utilizá-la.

² Pressão de evaporação de 260 K e pressão de condensação de 310 K.

O adsorvente escolhido foi o carvão ativado, pois apresenta boa afinidade pela amônia e seu custo é inferior ao de outros adsorventes.

1.3.3 Metodologia para Caracterização do Equilíbrio Termodinâmico

A primeira etapa do experimento consistiu da degaseificação do carvão ativado. O carvão ativado foi colocado em um vaso fechado com uma saída para uma bomba de vácuo. Este vaso foi colocado em uma estufa por duas horas a 100 °C para eliminar primeiramente o vapor d'água. A seguir, aumentou-se a temperatura da estufa para 220 °C e realizou-se vácuo sobre o carvão ativado por um tempo suficientemente grande (cerca de vinte e duas horas) para que a maior parte dos gases adsorvidos fossem removidos. O vácuo máximo obtido pela bomba de vácuo, conforme informações do fabricante, é de aproximadamente 10^{-6} Bar.

O carvão depurado foi colocado na célula experimental e esta foi pesada. Pela diferença entre o peso da célula sem carvão e o peso desta após seu preenchimento, determinou-se a massa de carvão anidro do experimento. Este vaso foi então conectado ao resto do aparato experimental e fez-se vácuo por mais 5 horas em todo o sistema para eliminar o ar que foi adsorvido pelo carvão durante a etapa de pesagem. Após todo o sistema estar sob vácuo, a garrafa de adsorvato saturado foi resfriada abaixo da temperatura ambiente para que a mesma fosse enchida com o refrigerante a ser testado.

Uma vez pronto o aparato experimental pode-se começar a realizar a série de experimentos para caracterização do equilíbrio termodinâmico.

Primeiramente colocou-se o banho termostático a uma determinada temperatura. Nesta temperatura o refrigerante dentro da garrafa apresenta a pressão de saturação correspondente à temperatura do banho. A seguir, abriu-se a válvula de comunicação entre a garrafa de refrigerante saturado e a célula contendo o carvão ativado para que este adsorvesse o refrigerante saturado e o sistema entrasse em equilíbrio. Ajustou-se o *set-point* do equipamento que continha a célula experimental para a temperatura que se desejava que a célula atingisse.

A célula foi aquecida até que os termopares do centro e da borda da célula tivessem uma diferença de temperatura menor que 2 °C, por pelo menos 15 minutos, e um deles tivesse alcançado a temperatura ajustada no *set-point*. Ao atingir-se esta condição, fechava-se a válvula

de comunicação entre a célula e a garrafa de refrigerante saturado, desconectava-se a célula do resto do equipamento para que a mesma fosse pesada.

Pela diferença entre o peso obtido quando o sistema entrou em equilíbrio P-T-X e o peso determinado com a célula contendo apenas carvão anidro, determinava-se a massa de refrigerante adsorvido pelo carvão. Dividindo-se esta massa pela massa de carvão anidro contido no vaso, obtinha-se a concentração mássica para uma determinada temperatura e pressão. Para cada temperatura do banho termostático escolhida, determinou-se a concentração mássica para 4 temperaturas de *set-point* da célula experimental. Realizou-se este experimento com cinco temperaturas do banho termostático, obtendo-se vinte pontos experimentais para cada par de adsorvente/adsorvato testado. Além da aquisição de dados nas condições experimentais pré-determinadas, coletou-se alguns dados experimentais em algumas condições aleatórias, como por exemplo, quando o carvão se encontrava a temperatura ambiente. As temperaturas pré-determinadas para a realização dos experimentos estão apresentadas na Tab. 2 e os dados experimentais referentes ao equilíbrio P-T-X estão apresentado no apêndice I. A pressão do sistema variou, conforme a temperatura do banho termostático, entre 2,3 e 18 Bar quando se utilizou a amônia como refrigerante e entre 1,5 e 9,0 Bar quando se utilizou o DME.

Tabela 2. Temperaturas utilizadas nos experimentos, [°C].

Banho Termostático	Célula experimental
-15	50
0	100
15	150
30	200 (NH ₃)/170 (DME)
45 (NH ₃) /40 (DME)	

Para se obter os parâmetros X_0 , D e n da Equação de D-A (Eq. 6), variou-se o valor de n dentro de uma faixa de valores, e para cada um destes valores, uma reta foi ajustada aos pontos experimentais, identificando-se os coeficientes da Eq. 11. Esta equação é uma forma linearizada da Equação de D-A.

Os coeficientes escolhidos, e que estavam relacionados aos parâmetros da Equação de D-A, foram àqueles referentes à equação da reta que minimizava a diferença entre os valores

experimentais e aqueles obtidos pela equação ajustada, conforme o método dos quadrados mínimos.

$$\ln(X) = \ln(X_o) - D \left(T_{Leito} \ln \left(\frac{P_{Sat.}}{P_{Leito}} \right) \right)^n \quad (11)$$

O parâmetro D está relacionado ao coeficiente de afinidade entre o adsorvato e o adsorvente, e quanto maior o seu valor, maior é a variação da concentração de adsorvato no adsorvente, quando se varia a temperatura do leito, mantendo-se sua pressão constante. O parâmetro n serve como um fator de ajuste na equação, que não representa diretamente alguma característica específica do par caracterizado. O parâmetro X_o é a máxima concentração de adsorvato no adsorvente.

1.3.4 Metodologia para Comparação da Capacidade de Refrigeração de um Sistema de Refrigeração por Adsorção Utilizando Amônia ou Dimetil-Éter como Refrigerante

Utilizando-se a equação de D-A com os parâmetros determinados experimentalmente para cada um dos pares, pode-se estimar a massa de refrigerante dessorvida e adsorvida durante um ciclo de adsorção sob determinadas condições de operação. Estas condições foram: temperatura inicial do leito de 30 °C; temperatura de condensação de 35 °C; temperaturas de evaporação de – 15°C, -10 °C, -5 °C e 0°C; temperaturas de geração de 90 °C, 105 °C, 120 °C e 135 °C.

Utilizando-se a Eq. 12, com as massas adsorvidas obtidas nas condições descritas acima, e a Eq. 13, com as massas dessorvidas, pode-se determinar, respectivamente, a capacidade de refrigeração específica, CRE, e o C.O.P. de um sistema operando com cada um dos pares.

$$CRE = \hat{H}_{lv} \Delta X \quad (12)$$

$$C.O.P. = \frac{CRE}{(Cp_{C.A.} + \bar{X} Cp_{Re\,frig.}) \Delta T_{Leito} + \hat{H}_s \Delta X} \quad (13)$$

onde:

- \hat{H}_{lv} é a entalpia específica de vaporização do refrigerante à temperatura de evaporação constante, [kJ/kg];
- ΔX é a massa de refrigerante adsorvida por quilo de adsorvente, [kg_{Refrig.}/kg_{C.A.}];
- $Cp_{C.A.}$ é o calor específico do carvão ativado, [kJ/kg °C];
- $Cp_{Refrig.}$ é o calor específico do refrigerante, [kJ/kg °C];
- \bar{X} é a concentração de refrigerante média durante a etapa de dessorção, [kg_{Refrig.}/kg_{C.A.}].

Para se determinar a entalpia de sorção no leito, \hat{H}_s , durante a etapa de dessorção de refrigerante do leito para o condensador ou na etapa de adsorção de refrigerante do evaporador para o leito, Teng *et al.* (1997) desenvolvem as seguintes relações:

Primeiramente estes autores reescreveram a Eq. 9 da seguinte maneira:

$$\frac{1}{T_{sat}} = \frac{1}{T_{Leito}} \left[\left(\frac{\ln(X_o) - \ln(X)}{K} \right)^{\frac{1}{n}} + 1 \right] \quad (14)$$

Combinando-se a Eq. 14 com a Eq. 7, obtém-se:

$$\ln P_{Leito} = B - \left(\frac{C}{T_{Leito}} \right) \left[\left(\frac{\ln(X_o) - \ln(X)}{K} \right)^{\frac{1}{n}} + 1 \right] \quad (15)$$

Mantendo X constante e diferenciando a Eq. 15 em relação a temperatura no leito, tem-se:

$$\left. \frac{d \ln P_{Leito}}{dT_{Leito}} \right|_{x=const.} = \left(\frac{C}{T_{Leito}^2} \right) \left[\left(\frac{\ln(X_o) - \ln(X)}{K} \right)^{\frac{1}{n}} + 1 \right] = \frac{C}{T_{sat} \cdot T_{Leito}} \quad (16)$$

Igualando-se a Eq. 16 com a equação de Clausius Clapeyron (Eq. 17), na etapa de dessorção de refrigerante para o condensador, tem-se a equação para a determinação do calor de dessorção (Eq. 18).

$$\left. \frac{d(\ln P_{Leito})}{dT_{Leito}} \right|_{x=Const.} = \frac{\hat{H}_S}{RT_{Leito}^2} \quad (17)$$

$$\hat{H}_D = \frac{RCT_{Leito}}{T_C} \quad (18)$$

Por analogia, o calor de adsorção é obtido pela seguinte equação:

$$\hat{H}_A = \frac{RCT_{Leito}}{T_E} \quad (19)$$

onde:

- T_C é a temperatura de condensação, [K];
- T_E é a temperatura de evaporação, [K];
- C é a inclinação da reta que representa a variação da pressão de saturação em função da temperatura em um gráfico de $\ln(P)$ vs. $-1/T_{Sat.}$.

1.4 RESULTADOS

1.4.1 Caracterização do Equilíbrio Termodinâmico dos Pares Analisados

Em ambos os pares estudados, houve boa concordância entre os valores experimentais e a reta obtida com a forma linearizada da Equação D-A (Eq. 11), conforme apresentado na Fig. 8. Os coeficientes de correlação, R^2 , relativos às retas apresentadas na Fig. 8 estão na Tab. 3.

Tabela 3. Parâmetros da equação de Dubinin-Astakhov obtidos a partir de valores experimentais.

Refrigerante	X_o	D	N	R^2
Amônia	0,274	9,35 e-4	1,05	0,987
DME	0,284	7,33 e-5	1,28	0,995

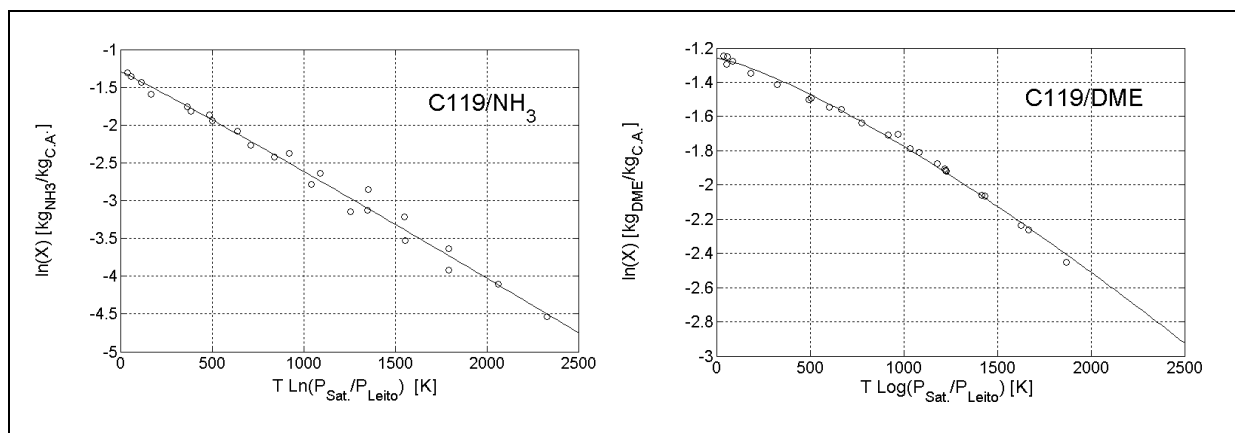


Figura 8. Retas ajustadas aos pontos experimentais e utilizadas para obter os parâmetros da equação D-A, para os dois pares caracterizados.

Na Tab. 3, pode-se observar que a máxima concentração de adsorvato, X_o , é semelhante em ambos os pares estudados e que o parâmetro D do par C119/Amônia é treze vezes o valor do par C119/DME. Quanto maior este valor, menor é a afinidade entre o adsorvente e o adsorvato, e menor é a variação de temperatura no leito adsortivo necessária para produzir uma determinada variação na concentração de refrigerante. Isto pode ser identificado, observando-se as isosteras apresentadas nas Figs. 9 e 10.

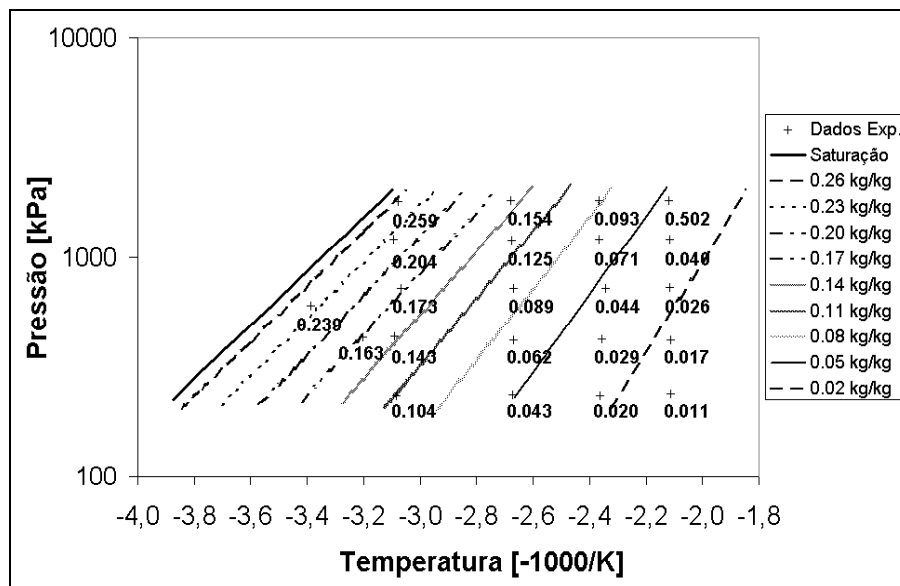


Figura 9. Diagrama de Clapeyron para o par C119/Amônia com os dados experimentais e as isosteras obtidas pela Equação de Dubinin-Astakhov.

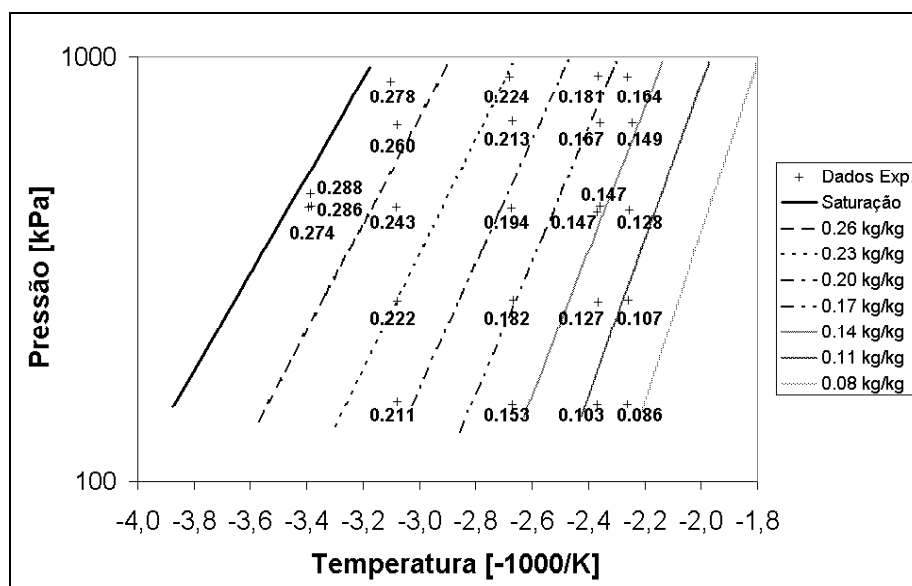


Figura 10. Diagrama de Clapeyron para o par C119/DME com os dados experimentais e as isosteras obtidas pela Equação de Dubinin-Astakhov.

1.4.2 Comparação da Capacidade de Refrigeração de um Sistema de Refrigeração por Adsorção Utilizando Amônia ou Dimetil-Éter como Refrigerante

Além da massa de refrigerante dessorvida e adsorvida no par C119/amônia ser maior que aquelas no par C119/DME, considerando-se as mesmas condições de operação, a entalpia de vaporização da amônia é cerca de três vezes o valor da entalpia de vaporização do DME. Esses dois fatores fazem que o par com amônia produza uma capacidade de refrigeração específica aproximadamente quatro vezes maior e um C.O.P. duas vezes maior, que aqueles produzidos pelo par com DME, conforme se pode observar nas Figs. 11 e 12.

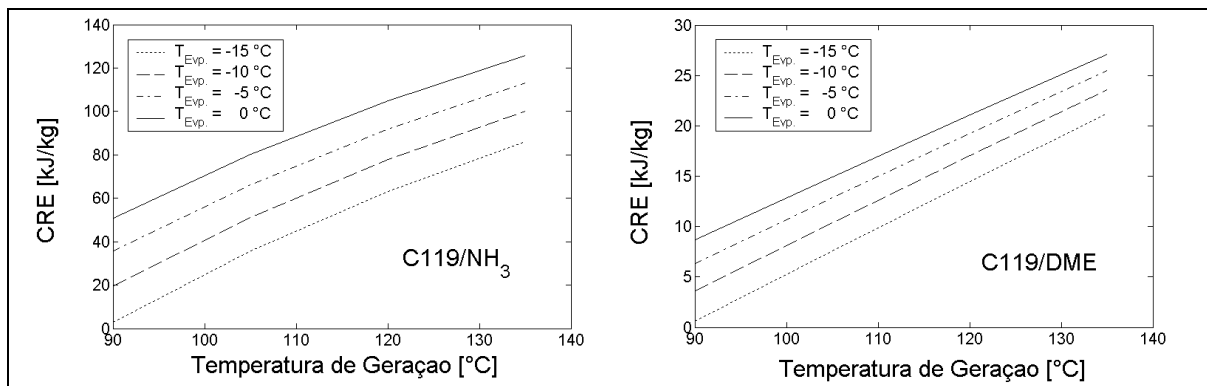


Figura 11. Capacidade de refrigeração específica em função da temperatura de geração, considerando diferentes temperaturas de evaporação.

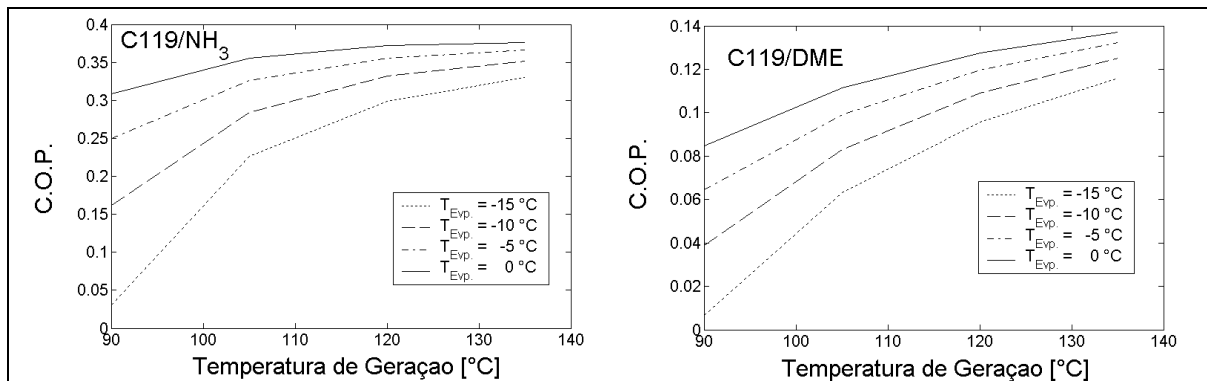


Figura 12. C.O.P. em função da temperatura de geração, considerando diferentes temperaturas de evaporação.

Em ambos os pares, a capacidade de refrigeração específica e o C.O.P. decrescem com a temperatura de evaporação e aumentam com a temperatura de geração, sendo que a influência negativa da temperatura de evaporação é tanto maior, quanto menor for a temperatura de geração.

Considerando-se o par C119/amônia e temperatura de geração de 90°C, tem-se que a capacidade de refrigeração específica é reduzida em 61 % e o C.O.P. em 47 %, quando a temperatura de evaporação passa de 0 °C para -10°C. Se a temperatura de geração for de 135°C, essa redução é de 20 % e 7 %, respectivamente. Resultado semelhante é obtido quando se considera o par C119/DME.

1.5 CONCLUSÕES

Diversos refrigerantes foram comparados com relação à conveniência de utilização em sistemas de refrigeração por adsorção, escolhendo-se a amônia e o dimetil-éter para terem seus equilíbrios termodinâmicos caracterizados, individualmente, junto ao carvão ativado tipo C119 da Carbomafra. A amônia foi escolhida como refrigerante devido principalmente à sua elevada entalpia específica de vaporização por unidade de volume. O dimetil-éter apesar de ter uma entalpia de vaporização cerca de 60% menor que a da amônia, foi escolhido por ser compatível com cobre e suas ligas. Ambos os refrigerantes foram escolhidos porque possuem pressão de vapor nas temperaturas de operação do sistema, acima da pressão atmosférica, sendo a pressão do dimetil-éter menor que a da amônia. O carvão ativado foi escolhido por apresentar boa afinidade com compostos polares e apolares e por ser mais barato que outros adsorventes.

Ajustou-se uma reta aos pontos experimentais e os coeficientes desta reta foram relacionados com os parâmetros da equação de Dubinin-Astakhov para adsorção em microporos. O parâmetro relativo à máxima concentração de adsorvato no adsorvente para ambos os pares estudados foi semelhantes. O parâmetro D , que é relacionado ao coeficiente de afinidade entre o adsorvente e o adsorvato, foi maior no par com amônia, que no par com o dimetil-éter. Devido à afinidade do dimetil-éter pelo adsorvente ser maior que a da amônia, para uma determinada variação da temperatura do leito, há uma maior mudança na concentração mássica de amônia que na de dimetil-éter

Utilizando-se a Equação de Dubinin-Astakhov, estimou-se a capacidade de refrigeração específica e o C.O.P. de um sistema utilizando cada um dos pares estudados. O par com amônia produz uma capacidade de refrigeração específica aproximadamente quatro vezes maior e um C.O.P. duas vezes maior, que aqueles produzidos pelo par com dimetil-éter. Observou-se, em ambos pares estudados, que tanto a capacidade de refrigeração específica quanto o C.O.P. decrescem com a temperatura de evaporação e aumentam com a temperatura de geração, no entanto, percebeu-se que a influência negativa da temperatura de evaporação é reduzida pelo aumento da temperatura de geração.

Conclui-se que um sistema de refrigeração por adsorção com dimetil-éter como refrigerante irá apresentar um desempenho muito inferior que àquele obtido por um sistema utilizando amônia e que, mesmo sendo um fluido compatível com cobre e suas ligas e de pressão de saturação inferior a da amônia, sua utilização é desaconselhada. Entre os refrigerantes que possuem pressão de saturação acima da pressão atmosférica, nas condições de operação de um sistema de refrigeração por adsorção, a amônia é o refrigerante mais indicado para ser utilizado, principalmente devido à sua elevada entalpia de vaporização.

1.6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. BOC Gases Technical Services Department. *Safety Data Sheet*. Manchester, Inglaterra, 2000.
2. Cacciola, G., Restuccia, G. Progress on Adsorption Heat Pumps. *Heat Recovery Systems e CHP*, v. 14, pp. 409-420, 1994.
3. Calm, J. M., Hourahan, G. C. Physical, Safety and Environmental Data for Refrigerants. *Heating, Piping and Air Condition*, pp. 27-33, Agosto, 1999.
4. Chua, H. T., Ng, K. C., Malek, A., Kashiwagi, T., Akisawa, A., Saha, B. B. Entropy Generation analysis of Two-Bed, Silica Gel-Water, Non-Regenerative Adsorption Chillers. *J. Phys. D: Appl. Phys.*, v. 31, pp. 1471-1477, 1998.
5. Critoph, R. E. Performance Limitations of Adsorption Cycles for Solar Cooling. *Solar Energy*, v. 41, n. 1, pp. 21-31, 1988.
6. Critoph, R. E. Activated Carbon Adsorption Cycles for Refrigeration and Heat Pumping. *Carbon*, v. 27, n. 1, pp. 63-70, 1989.
7. Critoph, R. E. An Ammonia Carbon Solar Refrigerator for Vaccine Cooling. *Renewable Energy*, v. 5, pp. 502-508, 1994.
8. Critoph, R. E. Evaluation of Alternative Refrigerant-Adsorbent Pairs for Refrigeration Cycles. *Applied Thermal Engineering*, v. 16, n. 11, pp. 891-900, 1996.
9. Davies, R. A., Legros, E. F. Odour Removal by Adsorption on Activated Carbon. *Filtration & Separation*, pp. 169-170, Maio-Junho, 1986.
10. Dubinin, M. M. Adsorption in Micropores. *Journal Of Colloid and Interface Science*, v. 23, pp. 487-499, 1967.
11. Headley, O. Stc., Kothdiwala, A. F., McDoom, I. A. Charcoal-Methanol Adsorption Refrigerator Powered by a Compound Parabolic Concentrating Solar Collector. *Solar Energy*, v. 53, n. 2, pp. 191-197, 1994.
12. Hu, E. J. Simulated Results of a Non-Valve, Daily-Cycled, Solar-Powered Carbon/Methanol Refrigerator with a Tubular Solar Collector. *Applied Thermal Engineering*, v. 16, n. 5, pp. 439-445, 1996.
13. Hu, E. J. A Study of Thermal Decomposition of Methanol in Solar Powered Adsorption Refrigeration Systems. *Solar Energy*, v. 62, pp. 325-329, 1998.
14. Huber, U., Stoeckli, F., Houriet, J. P. A Generalization of the Dubinin-Radushkevich Equation for the Filing of Heterogeneous Micropore Systems in Strongly Activated Carbons. *Journal Of Colloid and Interface Science*, v. 67, n. 2, pp. 195-203, 1978.
15. Kauffeld, M. Fluidos Refrigerantes do Século XXI, Relação entre o Protocolo de Montreal e o Protocolo de Kyoto. In: VI Congresso Brasileiro de Refrigeração Ventilação e Condicionamento de Ar. *Anais ... ABRAVA*, 1999, pp. 133-142.

16. Liley, P. E., Reid, R. C., Buck E. Physical and Chemical Data. In: Perry, R. H. Green, D. W. Maloney, J. O. (Org.). *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. McGraw-Hill Book Company, 6 ed., 1984.
17. Luo, L., Feidt, M. Comportement Transitoire d'une Machine Frigorifique à Adsorption. Étude Expérimentale Du Système Alcool/Charbon Actif. *Rev. Gén. Therm.*, v. 36, pp. 159-169, 1997.
18. Medini, N., Marmottant, B., El Golli, S., Grenier, Ph. Etude d'une Machine Solaire Autonome à Fabriquer de la Glacê. *Rev. Int. Froid*, v. .14, pp. 363-367, 1991.
19. Miles, D. J., Shelton, S. V. Design and Testing of a Solid-Sorption Heat-Pump System. *Applied Thermal Engineering*, v. 16, n. 5, pp. 389-394, 1996.
20. Passos, F. P. *Etude des Couples Charbon Actif/Methanol et de leur Application a la Refrigeration Solaire*. 1986, 101 p. Tese (Doutorado). Dep Mecanique, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Lausanne.
21. Pons, M., Guilleminot, J. J. Design of an Experimental Solar Powered, Solid-Adsorption Ice Maker. *Journal of Solar Energy Engineering*, v. 108, pp. 332-337, 1986.
22. Poyelle, F., Guilleminot, J.J. and Meunier, F., Experimental Tests and Predictive Model of an Adsorptive Air Conditioning Unit, *Ind. Eng. Chem. Res.*, v. 38, pp. 298-309, 1999.
23. Silveira Junior, V. *Montagem e Teste de Desempenho de um Refrigerador Solar por Adsorção Física com Produção de Gelo*. 1990, 150 p. Dissertação (Mestrado), Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
24. Srivastava, N. C., Eames, I. W. A Review of Adsorbents and Adsorbates in Solid-Vapour Adsorption Heat Pump Systems. *Applied Thermal Engineering*, v. 18, pp. 707-714, 1998.
25. Tamainot-Telto, Z., Critoph, R. E. Adsorption Refrigerator Using Monolithic Carbon Ammonia Pair. *Int. J. Refrig.*, v. 20, n. 2, pp. 146-155, 1997.
26. Teng, Y., Wang, R., Wu, J. Y. Z. Study of the Fundamentals of Adsorption Systems. *Applied Thermal Engineering*, v. 17, n.4, pp. 327-338, 1997.
27. Vasiliev, L. L., Mishkinis, D. A., Antukh, A. A., Vasiliev Jr., L. L. A Solar and Electrical Solid Sorption Refrigerator. *Int. J. Therm. Sci.*, v. 38, pp. 220-227, 1999.
28. Wang, R. Z., Wu, J. Y., Xu, Y. X., Teng, Y., Shi, W. Experiment on a Continuous Heat Regenerative Adsorption Refrigerator Using Spiral Plate Heat Exchanger as Adsorbers. *Applied Thermal Engineering*, v. 18, pp. 13-23, 1998.
29. Wang, R. Z., Wu, J. Y., Xu, Y. X. A Continuous Heat Regenerative Adsorption Refrigerator Using Spiral Plate Heat Exchanger as Adsorbers: Improvements. *Transactions of the Asme*, v. 121, pp. 14-19, 1999.

RESUMO

Nesta etapa deste projeto, modelou-se transferência de calor com processo de sorção em um sistema de refrigeração por adsorção para produção de gelo com possibilidade de operar ciclos convencionais, ciclos com recuperação de vapor de refrigerante e ciclos em duplo estágio com recuperação de vapor de refrigerante. Este último ciclo foi proposto pela primeira vez na literatura. Decidiu-se estudar este ciclo no intuito de avaliar o quanto se pode incorporar tanto os benefícios advindos do ciclo com recuperação de vapor quanto aqueles advindos do ciclo em duplo estágio.

Resolvendo-se numericamente as equações do modelo do sistema em diferentes condições de operação e de projeto do sistema, pode-se determinar o efeito da variação destas condições sobre a potência de refrigeração específica útil e sobre o C.O.P. do sistema. Estes ensaios foram realizados de acordo com um planejamento experimental fatorial de dois níveis.

Os resultados da simulação numérica indicaram que dentre as variáveis estudadas, a temperatura de geração, seguida pela potência da fonte de energia, são as variáveis que apresentam maior efeito na potência de refrigeração específica, sendo que apenas a primeira variável apresenta um efeito positivo no C.O.P.

A utilização do ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor produz maiores C.O.P. e potências de refrigeração específica útil que a utilização dos demais tipos de ciclo se a temperatura de geração for inferior a 80-85 °C. Se a temperatura de geração for acima destes valores, a utilização do ciclo com recuperação de vapor em um único estágio produz maiores C.O.P. e potências de refrigeração específica útil.

2.1 INTRODUÇÃO

No intuito de dimensionar e prever o comportamento dinâmico de um sistema de refrigeração por adsorção, SRA, para a construção de um protótipo, realizou-se a modelagem da transferência de calor com processo de sorção em um sistema para produção de gelo que pudesse operar ciclos convencionais, ciclos com recuperação de vapor e ciclos em duplo estágio com recuperação de vapor.

As condições de temperatura, pressão e concentração mássica de refrigerante no leito adsorativo foram obtidas utilizando-se a equação de Dubinin-Astakhov (D-A) com os parâmetros determinados experimentalmente (conforme descrito no Capítulo 1), e equações que descrevem a transferência de calor no reator contendo o leito adsorativo, no evaporador e no condensador.

As equações do modelo foram discretizadas conforme o método de Crank-Nicolson e codificadas no *software* Matlab para que fossem resolvidas numericamente.

Para determinar o efeito de algumas variáveis de operação e de projeto de um SRA sobre a potência de refrigeração específica útil, PREU, e sobre o C.O.P., realizou-se uma série de ensaios baseados em um planejamento experimental. Determinando-se as variáveis de maior efeito, novos ensaios foram acrescentados ao planejamento experimental para possibilitar a construção de superfícies de resposta onde foi possível identificar as condições de operação em que o sistema obtém os maiores C.O.P. e PREU.

2.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.2.1 Modelo Matemático de Transferência de Calor e Massa

Para se modelar a transferência de calor e massa no leito adsorativo, é necessário conhecer a dinâmica do processo de dessorção e adsorção e como se estabelece a relação entre a variação da pressão, temperatura e a concentração de refrigerante no adsorvente.

Ruthven (1984) menciona que a taxa de sorção física em uma superfície é geralmente tão rápida que a taxa global do processo de sorção é determinada pela resistência à transferência de massa ou calor ao invés de ser controlado pela cinética de sorção.

Guilleminot *et al.* (1987) desenvolveram um modelo de sistema de refrigeração por adsorção com aquecimento por energia solar e mencionam que se pode considerar a pressão no leito como sendo uniforme, isto é, a cinética de sorção não é afetada pela difusividade do refrigerante no leito, caso o leito tenha grande porosidade (78 % em volume). Partindo desta hipótese, estes autores realizaram um experimento onde foi medida a pressão no interior e no exterior de um leito adsorativo e verificaram que a diferença de pressão era menor que 50 Pa, quando a pressão do sistema era de 12 kPa.

Kariogas e Meunier (1986) mencionam que na adsorção de água em zeólita, a cinética de sorção não é afetada pela difusividade de refrigerante no leito se a potência de aquecimento do leito for inferior a 750 W/kg.

Passos (1986) cita um trabalho não publicado do pesquisador J. J. Guilleminot, onde este autor menciona que na adsorção de metanol em carvão ativado, a cinética de sorção não é afetada pela difusividade do leito se a potência de aquecimento do leito for de aproximadamente 50 W/kg.

Tamainot-Telto e Critoph (1997), desenvolveram um modelo de sistema de refrigeração por adsorção de amônia em carvão ativado, que considerava que a cinética de sorção não era afetada pela difusividade do refrigerante no leito e obtiveram um bom ajuste aos dados experimentais, mesmo utilizando uma fonte de aquecimento com potência de aproximadamente 260 W/kg_{C.A.}. A diferença entre a temperatura nos experimentos e aquela prevista pelo modelo foi menor que 4 K, e a diferença entre as pressões foi menor que 0,8 Bar. Todavia a diferença na concentração mássica de refrigerante no adsorvente foi de até 0,03 kg_{NH3}/kg_{C.A.}. Esses autores mencionam que

esta diferença se deve provavelmente a um erro nos sensores utilizados para determinação da variação da concentração mássica.

O modelo desenvolvido neste trabalho também considera que a cinética de sorção não é afetada pela difusividade do refrigerante no leito, uma vez que não foram encontradas na literatura, evidências desta interferência na adsorção de amônia em carvão ativado.

Para se obter a variação da pressão no leito durante um ciclo de refrigeração por dessorção, Guillemintot *et al.* (1987) consideram a Eq. 20 para a fase de aquecimento ou resfriamento isostérico, isto é, com concentração mássica de refrigerante constante no leito.

$$\frac{d}{dt} \iiint_V X \, dx \, dy \, dz = 0 \quad (20)$$

onde x , y e z representam as coordenadas do sistema e X é a concentração mássica de refrigerante.

Sendo a forma diferenciada da Eq. 6 igual a:

$$\frac{dX}{dt} = nDX \, T_{Leito}^n \left(\ln \left(\frac{P_{Sat.}}{P_{Leito}} \right) \right)^{n-1} \left(\frac{d \ln P_{Leito}}{dt} - \frac{d \ln P_{Sat.}}{dt} + \left(\frac{\ln \left(\frac{P_{Sat.}}{P_{Leito}} \right)}{T_{Leito}} \right) \frac{dT_{Leito}}{dt} \right) \quad (21)$$

Uma vez que $P_{Sat.}$ é função da temperatura do leito, a Eq. 21 pode ser reescrita como:

$$\frac{dX}{dt} = nDX \, T_{Leito}^n \left(\ln \left(\frac{P_{Sat.}}{P_{Leito}} \right) \right)^{n-1} \left(\frac{d \ln P_{Leito}}{dt} + \left(\frac{1}{T_{Leito}} \left(\ln \left(\frac{P_{Sat.}}{P_{Leito}} \right) - \frac{C}{T_{Leito}} \right) \right) \frac{dT_{Leito}}{dt} \right) \quad (22)$$

Aplicando-se Eq. 22 na Eq. 20 e assumindo a hipótese proposta por Guillemintot *et al.* (1987), de que a pressão no leito é uniforme, tem-se:

$$\frac{d \ln P_{Leito}}{d t} = \frac{\iiint_V \left[b(X, P, T)_{Leito} \left(\frac{C}{T^2} + \frac{1}{T_{Leito}} \ln \left(\frac{P_{Sat.}}{P_{Leito}} \right) \right) \right] \frac{dT_{Leito}}{d t} dx dy dz}{\iiint_V b(X, P, T)_{Leito} dx dy dz} \quad (23)$$

onde:

$$b(X, P, T)_{Leito} = n D X T_{Leito}^n \left(\ln \left(\frac{P_{Sat.}}{P_{Leito}} \right) \right)^{n-1} \quad (24)$$

2.3 MATERIAIS E MÉTODOS

2.3.1 Materiais Utilizados na Simulação

Uma vez modelado o sistema, utilizou-se um programa escrito no ambiente do *software* Matlab para resolver numericamente as equações discretizadas. O programa foi dividido em módulos e cada módulo resolvia o sistema de equações para uma determinada etapa do ciclo de refrigeração por adsorção.

2.3.2 Descrição dos Ciclos Simulados

Tanto o ciclo de refrigeração convencional, CC, quanto o ciclo com recuperação de vapor, CRV, já foram descritos na revisão bibliográfica geral.

Neste trabalho, está se propondo o ensaio de um novo tipo de ciclo onde o processo de sorção ocorre em dois estágios e em cada um destes estágios ocorre a recuperação de vapor de refrigerante. Uma vez que a utilização do ciclo com recuperação de vapor aumenta a massa de refrigerante dessorvida e adsorvida, quando comparado ao ciclo convencional, e a utilização do ciclo em duplo estágio permite a operação do sistema em níveis de temperaturas de geração inferiores àqueles do ciclo convencional, combinando-se estes dois tipos de ciclo, espera-se obter estas vantagens simultaneamente. Todavia, para se mostrar viável, a massa dessorvida/adsorvida quando se utiliza o ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor precisa ser pelos menos o dobro daquela obtida com a utilização do ciclo convencional, uma vez que, são necessários mais dois reatores para realizar aquele tipo de ciclo e estes reatores não contribuem dessorvendo para o condensador nem adsorvendo do evaporador.

Neste tipo de ciclo, há dois pares de reator (par nº 1 e par nº 2) e três ocasiões em que ocorre escoamento de refrigerante entre os reatores (recuperação de vapor): Uma delas ocorre quando o reator **A** de um par e o reator **B** do outro par, operam com pressões semelhantes e intermediárias à pressão de evaporação e condensação. A segunda ocasião acontece quando o reator **A** que opera com pressão intermediária envia vapor de refrigerante ao reator **A** que opera com pressão igual à pressão de evaporação, e a terceira ocasião acontece quando o reator **B** que opera com pressão

intermediária recebe vapor de refrigerante do reator **B** que opera com pressão igual à pressão de condensação.

Na Fig. 13 pode-se ver a disposição dos 4 reatores, e a maneira como estes reatores encontram-se conectados entre si, ao evaporador ou ao condensador.

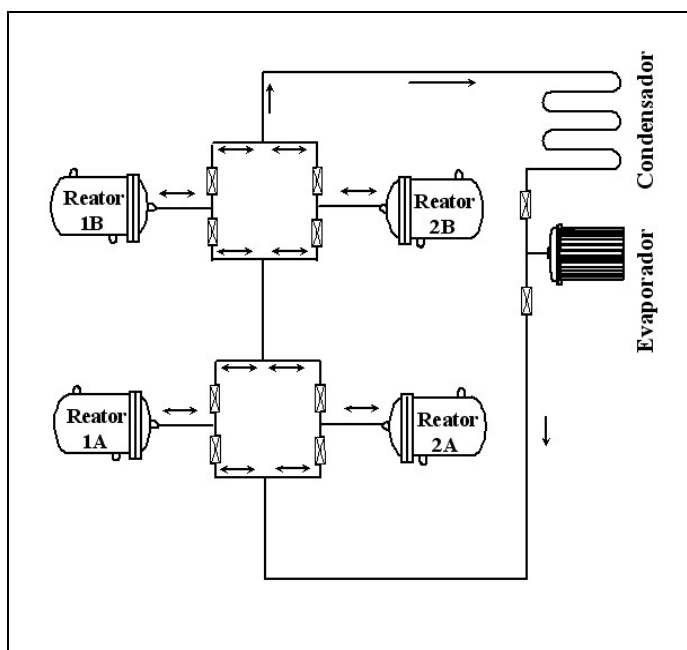


Figura 13. Disposição dos reatores em um sistema operando em duplo estágio com recuperação de vapor.

Desconsiderando-se o primeiro ciclo onde todos os reatores estão na mesma condição, pode-se descrever o funcionamento do sistema operando o ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor através das seguintes etapas:

1. Transferência de vapor de refrigerante entre os reatores **1A** e **2A** e transferência de vapor de refrigerante entre os reatores **1B** e **2B**.
2. Aquecimento isostérico dos reatores **1A** e **1B** e resfriamento isostérico dos reatores **2A** e **2B**.

3. Dessorção de refrigerante do reator **1A** para o reator **2B**, adsorção de refrigerante do evaporador pelo reator **1B**, dessorção de refrigerante do reator **2A** para o condensador e armazenagem do refrigerante dessorvido e condensado em um reservatório.
4. Transferência do refrigerante do reservatório para o evaporador.
5. Transferência de vapor de refrigerante entre os reatores **1A** e **2A** e transferência de vapor de refrigerante entre os reatores **1B** e **2B**.
6. Aquecimento isostérico dos reatores **2A** e **2B** e resfriamento isostérico dos reatores **1A** e **2B**.
7. Dessorção do refrigerante do reator **2A** para o reator **1B** e adsorção de refrigerante do evaporador pelo reator **1A**, dessorção de refrigerante do reator **2B** para o condensador e armazenagem do refrigerante dessorvido e condensado em um reservatório.
8. Transferência de refrigerante do reservatório para o evaporador.
9. Repetir o ciclo a partir da etapa 1.

As etapas **1** a **3** estão representadas na Fig. 14. As etapas **5** a **7** são análogas às etapas **1** a **3** porém os reatores que foram aquecidos na etapa **1** a **3** serão resfriados e vice-versa.

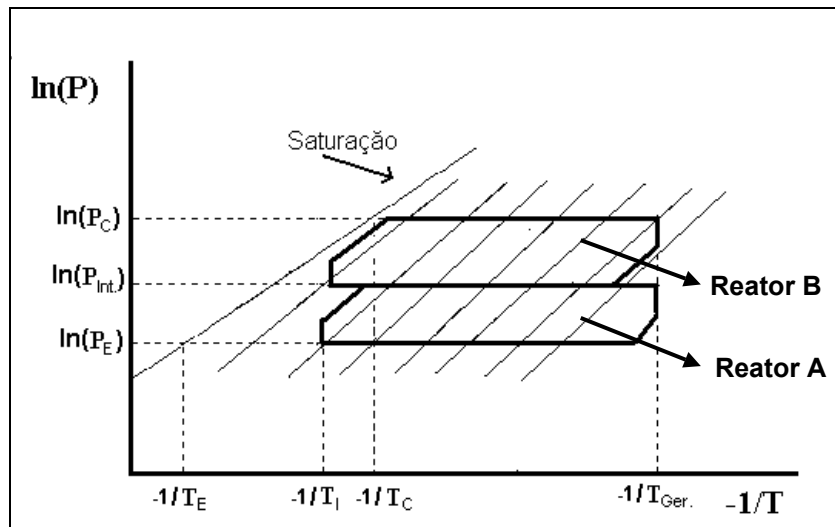


Figura 14. Diagrama de Clapeyron para um ciclo de refrigeração por adsorção com duplo estágio e recuperação de vapor.

2.3.3 O Modelo Matemático para a Transferência de Calor e Massa com Reação de Adsorção e Dessorção no Reator

Para se modelar o reator, considerou-se que o mesmo era semelhante à um trocador de calor de tubo e carcaça, com carvão ativado como adsorvente no interior dos tubos, amônia como refrigerante e fluido térmico passando pela carcaça, conforme apresentado na Fig. 15.

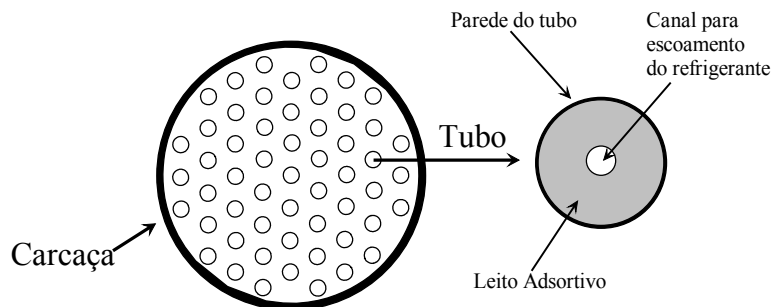


Figura 15. Esquema do reator modelado.

Para a obtenção das equações de transferência de calor neste reator, ele foi dividido em três volumes de controle:

- I – Carcaça.
- II – Tubos com carvão ativado e refrigerante.
- III – Fluido térmico.

No centro de cada tubo, considerou-se que haveria um canal de escoamento preferencial, para que o comprimento do leito não influenciasse na difusão de refrigerante na direção axial.

Considerou-se que havia quatro reatores com características físicas semelhantes no sistema operando o ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor e dois reatores nos sistemas operando o ciclo convencional ou o ciclo com recuperação de vapor.

O modelo dos reatores considera como condição de contorno, uma potência de fornecimento e dissipação de energia constante nas etapas de aquecimento e resfriamento, respectivamente.

Na etapa de aquecimento dos reatores, considerou-se que o fluido térmico saturado recebia a energia necessária para vaporizar de uma fonte de calor, e seu vapor condensava no reator, fornecendo calor à carcaça e aos tubos contendo o leito adsorativo. Na etapa de resfriamento, considerou-se que o líquido saturado trocava calor com reator quente e retirava a energia necessária para vaporizar, liberando esta energia em um condensador (dissipador de energia). A partir da Eq. 25 pode-se calcular a vazão mássica de fluido térmico necessária para aquecer e resfriar os reatores durante cada ciclo.

$$Pw_{Total} = \dot{M}_{FT} h_{lv} \quad (25)$$

Quando a energia fornecida ou retirada dos reatores pelo fluido térmico tinha que ser dividida entre dois reatores que estavam sendo aquecidos ou resfriados simultaneamente, porém em condições de concentração de refrigerante e pressão diferentes, realizava-se uma ponderação conforme apresentado na Eq. 26,

$$Pw_i = \frac{U_i A_i (T_{FT} - T_i)}{U_i A_i (T_{FT} - T_i) + U_j A_j (T_{FT} - T_j)} Pw_{Total} \quad (26)$$

onde os sub índices i e j referem-se aos distintos reatores.

A mesma ponderação foi considerada dentro de cada reator, para determinar a energia consumida ou retirada pelos tubos e pela carcaça.

A equação que descreve a transferência de calor para a carcaça pode ser descrita como:

$$M_{Carc.} Cp_{Aço} \frac{dT_{Carc.}}{dt} = Pw_{Carc.} - \langle UA \rangle_{Carc.Amb.} (T_{Carc.} - T_{Amb.}) \quad (27)$$

A potência, $P_{Carc.}$, é uma fração da potência total fornecida ao sistema e é obtida pela ponderação mostrada na Eq. 26, onde os índices i e j referem-se a carcaça e aos tubos, respectivamente. O coeficiente global de transferência de calor foi calculado a partir do coeficiente de transferência de calor interno e externo da carcaça, das respectivas áreas de troca térmica, e da espessura do isolante colocado do lado de fora da carcaça, conforme a Eq. 28 .

$$\langle UA \rangle_{Carc.Amb.} = \frac{1}{\frac{1}{A_{Int.} h_{Int.}} + \frac{1}{A_{Ext.} h_{Ext.}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{Ext.} + \varepsilon}{r_{Ext.}}\right)}{k_{Isol.} 2\pi L}} \quad (28)$$

O coeficiente de transferência de calor interno, $h_{Int.}$, foi considerado como sendo 10^4 W/m °C, e o coeficiente de transferência de calor externo, $h_{Ext.}$, foi considerado como 10 W/m °C. Estes valores são da mesma ordem de grandeza dos coeficientes de transferência de calor apresentados por Bejan (1996).

As equações que descrevem a transferência de calor entre o fluido térmico e os tubos foram resolvidas para apenas um tubo e foi considerado que todos os tubos dentro de cada reator apresentam o mesmo comportamento e que eles apresentam simetria radial e longitudinal. Esta consideração foi baseada no fato de que o aquecimento ou resfriamento seria feito pelo fluido térmico em condições de saturação, isto é, a temperatura seria constante e o fluido térmico envolveria todos os tubos igualmente.

A Eq. 29 descreve a transferência de calor no interior do leito adsorativo, quando não há fluxo de refrigerante para dentro do reator ou quando o mesmo está dessorvendo refrigerante, enquanto a Eq. 30 descreve a transferência de calor quando o leito de um reator está adsorvendo refrigerante do evaporador ou de outro reator, conforme o tipo de ciclo no qual o sistema esta operando. As Eq. 31 e 32 correspondem à transferência de calor do fluido térmico para a parede do tubo e desta para o leito, respectivamente. A Eq. 33 corresponde à condição de contorno para a transferência de calor entre a parede do tubo e o leito.

$$r\rho_{C.A.}(Cp_{C.A.} + XCp_{Refrig.})\frac{\partial T_{Leito}}{\partial t} = \frac{\partial\left(k_{Leito}r\frac{\partial T_{Leito}}{\partial r}\right)}{\partial r} + r\hat{H}_S\rho_{C.A.}\frac{\partial X}{\partial t} \quad (29)$$

$$r\rho_{C.A.}(Cp_{C.A.} + XCp_{Refrig.})\frac{\partial T_{Leito}}{\partial t} = \frac{\partial\left(k_{Leito}r\frac{\partial T_{Leito}}{\partial r}\right)}{\partial r} + r\left[\hat{H}_S - Cp_{Refrig.}(T_{Leito} - T_{Ent.})\right]\rho_{C.A.}\frac{\partial X}{\partial t} \quad (30)$$

$$dr(\rho C_p)_{Aço} \frac{\partial T_{Tubo}}{\partial t} = \frac{P w_{Tubo}}{A_{Tubos}} - k_{Tubo} \frac{\partial T_{Tubo}}{\partial r} \quad (31)$$

$$dr(\rho C_p)_{Aço} \frac{\partial T_{Tubo}}{\partial t} = k_{Tubo} \frac{\partial T_{Tubo}}{\partial r} - U_{Tubo_Leito} (T_{Tubo} - T_{Leito}) \quad (32)$$

$$dr \rho_{C.A.} (C_{p_{C.A.}} + X C_{p_{Re\,frig.}}) \frac{\partial T_{Leito}}{\partial t} = U_{Tubo_Leito} (T_{Tubo} - T_{Leito}) - k_{Leito} \frac{\partial T_{Leito}}{\partial r} \quad (33)$$

Considerou-se que a difusividade do refrigerante no leito era rápida o bastante para não influenciar a cinética de sorção.

Para se obter o valor de $\frac{dX}{dt}$ utilizou-se a Eq. 22. Nos períodos de aquecimento ou resfriamento isostérico, $\frac{d \ln P_{Leito}}{dt}$ foi obtido conforme a Eq. 23.

Quando havia dessorção para o condensador ou adsorção do evaporador, P_{Leito} era igual à pressão de saturação do adsorvato, $P_{Sat.}$, e o valor de $\frac{d \ln P_{Leito}}{dt}$ foi obtido diferenciando-se a Eq. 7 em relação ao tempo, conforme apresentado na Eq. 34:

$$\frac{d \ln P_{Leito}}{dt} = \frac{C}{T_{Sat.}^2} \frac{dT_{Sat.}}{dt} \quad (34)$$

Na passagem da etapa do ciclo na qual o reator era aquecido isostericamente para a etapa onde ocorria a dessorção, utilizava-se uma pseudo temperatura de saturação, $T'_{Sat.}$, calculada como:

$$T'^{t-\Delta t}_{Sat.} = \frac{C}{(B - \ln(P'^{t-\Delta t}_{Leito}))} \quad (35)$$

para que a Eq. 35 fosse resolvida na sua forma numérica igual a:

$$\ln(P'^t_{Sat.}) - \ln(P'^{t-\Delta t}_{Leito}) = \frac{C}{T'^{2t-\Delta t}_{Sat.}} T'^t_{Sat.} - T'^{t-\Delta t}_{Sat.} \quad (36)$$

Para a obtenção da entalpia de sorção, \hat{H}_s , utilizou-se dois tipos de cálculo, conforme as condições de pressão em que se encontrava o leito adsorativo.

Quando a concentração mássica de refrigerante no leito era constante, a entalpia de sorção foi calculada pela Eq. 37.

$$\hat{H}_s = \hat{H}_v + RT_{Leito} \ln\left(\frac{P_{Sat.}}{P}\right) \quad (37)$$

Para se obter a Eq. 37, diferenciou-se a equação de D-A (Eq. 6) em relação a temperatura e combinou-se a equação resultante com a equação de Clausius Clapeyron (Eq. 17)

Quando o reator dessorvia refrigerante para o condensador, a entalpia de sorção foi calculada pela Eq. 18 e quando o reator adsorvia refrigerante do evaporador, utilizou-se a Eq. 19.

2.3.4 Modelo Matemático para a Transferência de Calor e Massa no Condensador de Refrigerante

O condensador foi considerado como tendo temperatura uniforme e trocava calor com o ar por convecção natural. A Eq. 38 descreve a variação da temperatura do condensador.

$$M_{Cond.} C_{p_{Cond.}} \frac{dT_C}{dt} = -\frac{dM_{Refrig.}}{dt} \left(\hat{H}_{lv} + C_{p_{Refrig.}} (\bar{T}_{C.A.} - T_C) \right) - U_{Cond.} A_{Cond.} (T_C - T_{Amb.}) \quad (38)$$

O valor de $U_{Cond.}$ foi considerado como 10 W/m²K. Conforme Bejan (1996), na convecção natural com gases, o valor de U varia em torno deste valor.

A variação da massa de refrigerante condensado é igual à variação da massa de refrigerante dessorvido, conforme descrito pela Eq. 39:

$$\frac{dM_{Refrig.}}{dt} = M_{C.A.} \frac{dX}{dt} \quad (39)$$

2.3.5 Modelo Matemático para a Transferência de Calor e Massa no Evaporador

Assim como o condensador, o evaporador foi considerado como tendo temperatura uniforme. Utilizando-se como volume de controle o corpo do evaporador e o adsorvato, tem-se a seguinte relação para descrever a variação de temperatura do evaporador durante a etapa de adsorção:

$$(M_{Evap.} Cp_{Evap.} + M_{Re\ frig.} Cp_{Re\ frig.}) \frac{dT_E}{dt} = U_{Evap.} A_{Evap.} (T_{Água} - T_E) - \hat{H}_{lv} \frac{dM_{Re\ frig.}}{dt} \quad (40)$$

O coeficiente global de transferência de calor no evaporador, $U_{Evap.}$, foi calculado a partir do coeficiente de transferência de calor na ebulição, h_{EB} , e do coeficiente de transferência de calor por convecção natural, h_{CN} . Quando começou a ocorrer formação de gelo, considerou-se que o gelo agia como um isolante na convecção natural da água, alterando o valor do coeficiente de transferência de calor global.

Bejan (1996) menciona que o h_{EB} para a água pode variar entre 1000 e 10000. Considerando-se que o h_{EB} para amônia seria semelhante ao da água, considerou-se no modelo o valor 3000 W/m²k. Um erro neste valor não apresenta grande importância, uma vez que o coeficiente de transferência de calor global é mais influenciado pelo h de menor valor, que no caso, é aquele da convecção natural da água. O valor de h_{CN} para a água, foi obtido a partir da Eq. 41, conforme descrito em Bejan (1996).

$$\frac{h_{CN} Z}{k_{Água}} = Nu_Z = 0,68 + \frac{0,67 Ra_Z^{1/4}}{[1 + (0,492 / Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (41)$$

Considerando-se como volume de controle a água a ser resfriada, tem-se:

$$M_{Água} Cp_{Água} \frac{dT_{Água}}{dt} = -U_{Evap.} A_{Evap.} (T_{Água} - T_E) \quad (42)$$

Depois que a água atinge 0 °C, considerou-se seguinte equação no lugar da Eq. 42:

$$\hat{H}_{Sol.} \frac{dM_{Gelo}}{dt} = U_{Evap.} A_{Evap.} (T_{Água} - T_E) \quad (43)$$

Depois que toda a água se tornava gelo, voltava-se a utilizar a Eq. 42 no lugar da Eq. 43, mas ao invés de se utilizar as propriedades da água, utilizavam-se as propriedades do gelo.

Após a etapa de adsorção e enquanto não se retirava o gelo formado no evaporador, o evaporador troca calor com a água e o gelo ao seu redor, de acordo com a Eq. 44.

$$\left(M_{Evap.} C_{p_{Evap.}} + M_{Re\,frig.} C_{p_{Re\,frig.}} \right) \frac{dT_E}{dt} = U_{Evap.} A_{Evap.} (T_{Agua} - T_E) \quad (44)$$

2.3.6 Método Numérico de Resolução das Equações

Todas as equações diferenciais parciais foram discretizadas pelo método de diferenças finitas, de acordo com o esquema de Crank-Nicolson apresentado nas coordenadas cilíndricas por Jaluria e Torrance (1986), conforme mostrado a seguir:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{(T^{t+\Delta t} - T^t)}{\Delta t} \quad (45)$$

$$\frac{\partial \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right)}{\partial r} = \frac{\left(r_i + \frac{\Delta r}{2} \right) (T_{i+\Delta r}^t - T_i^t + T_{i+\Delta r}^{t+\Delta t} - T_i^{t+\Delta t}) - \left(r_i - \frac{\Delta r}{2} \right) (T_i^t - T_{i-\Delta r}^t + T_i^{t+\Delta t} - T_{i-\Delta r}^{t+\Delta t})}{2(\Delta r)^2} \quad (46)$$

As equações de transferência de calor discretizadas, e referentes aos processos interdependentes que ocorriam simultaneamente no sistema de refrigeração por adsorção, eram resolvidas simultaneamente pelo método de eliminação de Gauss. O intervalo de tempo, Δt , considerado na resolução das equações foi de vinte segundos, sendo que quando a massa de gelo formada se aproximava da massa inicial de água, o intervalo de tempo passava a ser um segundo. Se este intervalo continuasse a ser 20 segundos, a quantidade de energia retirada da água, referente a este período, seria maior do que a necessária para transformar toda a água residual em gelo, uma vez que a quantidade de energia retirada pelo evaporador está relacionada com o intervalo de tempo utilizado na resolução das equações. Reduzindo-se o passo de tempo, retirava-se praticamente, apenas o calor necessário para transformar esta água residual em gelo, e no passo de tempo seguinte voltava-se a utilizar a Eq. 42 no lugar da Eq. 43, para determinar a redução da temperatura do gelo.

O intervalo entre pontos discretos no leito, Δr , era igual à metade da espessura do tubo quando estes pontos estavam situados na interface do tubo com o fluido térmico ou com o leito.

Quando Δr se referia aos pontos discretos situados no leito, ele foi calculado como sendo a razão entre a espessura do leito, que variou conforme o diâmetro dos tubos considerado na simulação, e o número de pontos discretos menos dois (porque havia dois pontos que estavam situados na parte metálica), conforme apresentado na Eq. 47. Na Fig. 16 pode-se ver os pontos discretos para os tubos nos reatores.

$$\Delta r = \frac{r_{In.} - r_{Esc.}}{N_{PD} - 2} \quad (47)$$

onde:

- $r_{In.}$ é o raio interno do tubo, [m];
- $r_{Esc.}$ É o raio do canal de escoamento de refrigerante, [m];
- N_{PD} é o número de pontos discretos no tubo, cujo valor foi 7.

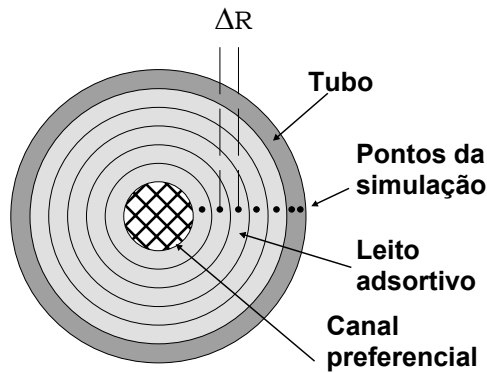


Figura 16. Pontos discretos para o cálculo da transferência de calor nos tubos dos reatores pelo método das diferenças finitas.

2.3.7 A Execução do Planejamento Experimental Fatorial

A realização de experimentos baseados em um planejamento experimental é uma forma de se conseguir determinar a influência de algumas variáveis independentes em uma ou mais variáveis resposta de interesse, realizando um reduzido número de experimentos.

Esta influência é medida pelo valor dos efeitos principais que as variáveis independentes apresentam sobre a variável resposta. Além do efeito principal, é possível se calcular os efeitos de interação entre as variáveis independentes sobre a variável resposta. O efeito de interação é um indicativo do quanto uma variável independente interfere no efeito produzido por outra variável independente sobre a variável resposta. Analisando-se o efeito de interação é possível identificar condições em que as variáveis independentes atuam de forma sinérgica.

2.3.7.1 A Escolha das Variáveis

A realização dos ensaios por simulação numérica baseados em um planejamento experimental fatorial completo, PEFC, visou a determinação dos efeitos principais e de interação das variáveis independentes sobre o C.O.P. e sobre a potência de refrigeração específica útil (variáveis resposta) do sistema de refrigeração por adsorção, SRA, modelado. As variáveis independentes escolhidas foram:

- A diâmetro dos tubos no interior dos reatores, ϕ_{Tubo} , que indiretamente representa a espessura do leito adsorativo e a relação entre a massa metálica do reator e a massa de adsorvente;
- A potência térmica da fonte ou do dissipador de energia por unidade de massa de adsorvente aquecido, PFTE. A massa de adsorvente aquecido, durante metade do tempo de um ciclo, corresponde à metade da massa de adsorvente total do sistema;
- A temperatura de geração, $T_{\text{Ger.}}$;
- A massa de água para a produção de gelo, M_{LS} ;
- O tipo de ciclo operado no sistema (Ciclo Convencional, CC, Ciclo com Recuperação de Vapor de refrigerante, CRV, e o Ciclo em Duplo Estágio com Recuperação de Vapor, CDE/RV).

Para se realizar um planejamento fatorial, escolhe-se dois níveis para as variáveis que se pretende estudar e realizam-se ensaios com todas as combinações possíveis. De maneira geral, um planejamento fatorial de N variáveis em dois níveis necessita de 2^N ensaios para que todas as

combinações possíveis sejam testadas, sendo desnecessária a realização de duplicatas quando se tratar de ensaios por simulação.

Na Tab. 4 pode-se ver os valores das variáveis independentes correspondentes aos dois níveis do PEFC.

Tabela 4. Valor das variáveis independentes no PEFC.

Variável Independente	Nível	
	Inferior [-1]	Superior [+1]
$T_{Ger.} [^{\circ}C]$	65	95
$M_{LS} [kg]$	2,5	5
$PFTE [W/kg_{C.A.}]$	250	500
$\phi_{Tubo} [mm]$	25,4	31,8
Tipo de Ciclo	CRV	CDE/RV
	CRV	CC
	CDE/RV	CC

Como foram estudados três tipos de ciclo e o PEFC tem apenas dois níveis, foram realizados três bateladas de ensaios, sendo os ciclos agrupados dois a dois, cada um ocupando um nível nos ensaios. Desta maneira, pode-se determinar quanto variava a PRE e o C.O.P. quando se deixava de utilizar um tipo de ciclo e passava-se a utilizar um outro tipo.

2.3.7.2 A Determinação dos Efeitos

O efeito principal de uma variável independente (**A**, por exemplo) sobre uma variável resposta (**C**, por exemplo) representa o quanto que o valor desta última variável se altera quando há uma alteração no valor da variável independente. Considerando-se o exemplo onde se têm duas variáveis independentes (**A** e **B**) e uma variável resposta (**C**), deve-se realizar quatro ensaios onde:

- em dois deles, a variável **A** tinha o valor correspondendo ao seu nível inferior, porém em cada um destes ensaios, a variável **B** tinha o valor correspondente a um nível diferente;

- nos outro dois ensaios, a variável **A** tinha o valor correspondendo ao seu nível superior e novamente, em cada um desses ensaios, a variável **B** tinha o valor correspondente a um nível diferente.

O efeito principal da variável independente **A** na variável resposta **C**, $E_{A/C}$, é obtido pela seguinte equação:

$$E_{A/C} = \frac{(C_{A^+/B^+} + C_{A^+/B^-})}{2} - \frac{(C_{A^-/B^+} + C_{A^-/B^-})}{2} \quad (48)$$

onde:

- C_{A^+/B^+} é o valor da variável resposta **C**, nos ensaios em que as variáveis independentes **A** e **B** tem seus valores correspondentes àqueles do nível superior;
- C_{A^+/B^-} é o valor da variável resposta **C**, nos ensaios em que a variável independente **A** tem seu valor correspondente aquele do nível superior e a variável independente **B** tem seu valor correspondente àquele do nível inferior;
- C_{A^-/B^+} é o valor da variável resposta **C**, nos ensaios em que a variável independente **A** tem seu valor correspondente aquele do nível inferior e a variável independente **B** tem seu valor correspondente àquele do nível superior;
- C_{A^-/B^-} é o valor da variável resposta **C**, nos ensaios em que as variáveis independentes **A** e **B** tem seus valores correspondentes àqueles do nível inferior.

O efeito de interação entre duas variáveis independentes (**A** e **B**, por exemplo) sobre uma variável resposta (**C**) é um indicativo de como a variação de **A** interfere no efeito de **B** sobre **C**. Este efeito é obtido pela Eq. 49.

$$E_{A-B/C} = \frac{(C_{A^+/B^+} - C_{A^-/B^+}) - (C_{A^+/B^-} - C_{A^-/B^-})}{2} \quad (49)$$

2.3.7.3 As Considerações utilizadas na Resolução das Equações

Para se realizar os ensaios por simulação numérica, fez-se as seguintes considerações:

- Não havia perdas de energia entre o fluido térmico e o ambiente e que toda a energia fornecida ao fluido térmico pela fonte de energia era rejeitada nos reatores na etapa de regeneração do leito adsorativo.
- Na etapa de resfriamento dos reatores, toda a energia que saia dos mesmos era absorvida integralmente no dissipador de energia. A potência da fonte de energia foi sempre igual à potência do dissipador de energia.
- O fluido térmico que aquecia os reatores possuía temperatura constante e 5 °C acima da temperatura de geração.
- Após a etapa de regeneração do leito, os reatores realizavam a recuperação de vapor de refrigerante, caso o ciclo estudado tivesse esta etapa, para logo após, começarem a etapa de resfriamento e adsorção.
- A temperatura do fluido térmico frio, T_{FTF} , era 2 °C menor que a temperatura do ambiente, que foi considerada constante e igual a 30 °C.
- Um ensaio era composto pela sequência de sete ciclos frigoríficos quando o tipo de ciclo estudado foi o convencional ou com recuperação de vapor. Quando o tipo de ciclo estudado foi aquele em duplo estágio com recuperação de vapor, considerou-se cada ensaio formado pela sequência de oito ciclos frigoríficos, pois devido à forma de funcionamento do sistema de refrigeração por adsorção operando este tipo de ciclo, o oitavo ciclo frigorífico não seria considerado no cálculo da potência de refrigeração específica útil e no C.O.P. do ensaio.
- A potência de refrigeração específica útil, PREU, e o C.O.P. de cada ensaio foram considerados, respectivamente, como a média entre a PREU e o C.O.P. obtidos entre o terceiro e o sétimo ciclo frigorífico. Os ciclos desconsiderados eram aqueles no qual o sistema não se comportava de maneira periódica.
- A massa de água no evaporador era trocada sempre que, após a etapa de dessorção de um dos reatores, o gelo formado tivesse pelo menos 4,5 mm de espessura.

Para se determinar a PREU, aplicou-se os resultados dos experimentos com simulação numérica à Eq. 50.

$$PREU = \frac{M_{\text{Água}} \left(\hat{H}_{\text{Sol.}} + C_{p_{\text{Água}}} (T_{\text{Água},I} - 273,15) + C_{p_{\text{Gelo}}} (273,15 - T_{\text{Gelo}}) \right)}{t_{\text{Ciclo}} M_{\text{C.A.}}} \quad (50)$$

O C.O.P. foi determinado aplicando-se os resultados dos experimentos com simulação numérica à Eq. 51.

$$C.O.P. = \frac{\hat{H}_{lv} \Delta X_{\text{Adsor.}}}{\left[\left(\bar{C}_{p_{\text{C.A.}}} + \bar{X}_{\text{NH}_3} \bar{C}_{p_{\text{NH}_3}} \right) (\bar{T}_{\text{Ger.}} - \bar{T}_{\text{Leito},I}) + (X_{\text{NH}_3,\text{Ger.}} - X_{\text{NH}_3,I}) \hat{H}_S \right]} \quad (51)$$

onde o sub índice *I* refere-se a uma condição inicial.

2.3.7.4 As Características dos Equipamentos Considerados nos Ensaios Utilizando o Modelo Matemático

As características dos reatores variaram de acordo com o tipo de ciclo e com o diâmetro dos tubos dos reatores considerados nos ensaios. Estas características estão apresentadas nas Tab. 5.

Tabela 5. Características dos reatores no modelo do sistema de refrigeração por adsorção.

Tipo de Ciclo	M _{C.A.}	M _{Tubo}	M _{Carc.}	L _{Tubo}	φ _{Ext._Carc.}	ε _{Carc.}	φ _{Tubo}	ε _{Tubos}	Tubos p/ Reator
	[kg]	[kg]	[kg]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	
CC, CRV	10	37,5	86,2	592,7	325,4	12,7	31,8	1,5	55
CC, CRV	10	51,5	103,8	777,9	325,4	12,7	25,4	1,5	73
CDE/RV	5	18,7	58,1	296,4	325,4	12,7	31,8	1,5	55
CDE/RV	5	25,8	66,9	388,9	325,4	12,7	25,4	1,5	73

Considerou-se a mesma massa de carvão ativado para todos os sistemas estudados. Como a utilização do CC ou do CRV, necessita de dois reatores, enquanto a utilização do CDE/RV,

necessita de quatro reatores, a massa de carvão nos reatores quando este último ciclo foi estudado, era a metade daquela considerada no estudo dos ciclos anteriormente citados.

O condensador considerado nas simulações tem as mesmas características de um condensador que se encontra no Laboratório de Automação e Controle de Processos em Alimentos, na Faculdade de Engenharia de Alimentos da Unicamp. Ele é formado por 19 tubos aletados e interligados em série (conforme esquema na Fig. 17), dos quais apenas 10 foram considerados na simulação, pois pretendia-se cortar este condensador para utilizá-lo no protótipo. A área total de troca térmica por convecção com o ar, considerada nos ensaios, foi de 5,38 m² e a massa de 70 kg. A temperatura do ar ambiente foi considerada como 30 °C.

O evaporador considerado no modelo, conforme representado na Fig. 18, era formado por nove tubos de aço inox 304 com diâmetro externo de 31,8 mm e comprimento de 500 mm. A área total de troca térmica do evaporador era de 0,45 m².

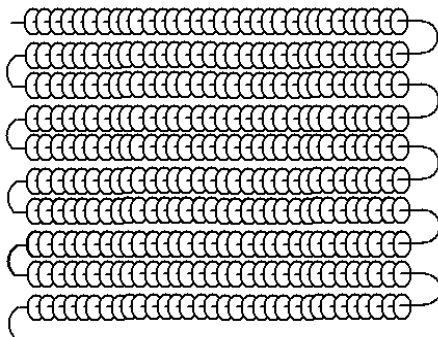


Figura 17. Condensador considerado no modelo matemático do sistema de refrigeração por adsorção.

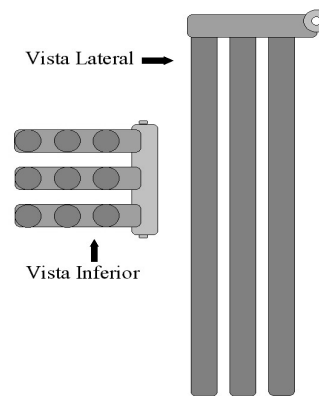


Figura 18. Evaporador considerado no modelo matemático do sistema de refrigeração por adsorção.

2.3.8 A Metodologia para Determinação das Condições de Obtenção de Máxima Potência de Refrigeração Específica Útil e de C.O.P.

O procedimento para identificar as condições nas quais se obtém os maiores C.O.P. e PREU consistiu de duas etapas:

- 1) Acrescentar novos ensaios ao PEFC, com as variáveis que produziram maior efeito na PREU e no C.O.P. do sistema de refrigeração por adsorção simulado. Estas variáveis assumiram neste novo planejamento, os valores relativos aos níveis $-\alpha$, 0 e $+\alpha$. Quando foi preferido alterar o valor de alguma variável no nível inferior e superior (-1 e $+1$, respectivamente), novos ensaios nestes níveis também foram acrescentados.
- 2) A partir dos ensaios do PEFC e daqueles acrescentados na etapa 1, ajustou-se equações que predizem os valores das variáveis respostas, baseando-se na alteração das variáveis independentes. Utilizando-se estas equações, foram construídas superfícies de resposta onde foi possível observar a dependência das variáveis respostas em função das variáveis independentes.

A utilização do CDE/RV e do CRV foi estuda separadamente, para que fosse possível identificar as condições em que a utilização de cada tipo de ciclo produziria os maiores valores de PREU e de C.O.P.

As variáveis que não apresentaram efeito significativo na PREU e no C.O.P. foram utilizadas nos novos ensaios, considerando-se que as mesmas possuíam o valor relativo a nível inferior do PEFC, conforme a Tab. 4.

O valor de α corresponde a $\sqrt{2}$, quando se considera apenas duas variáveis independentes nos novos ensaios.

2.4 RESULTADOS

2.4.1 Os Efeitos das Variáveis Independentes sobre a Potência de Refrigeração Específica Útil

Na Tab. 6 pode-se ver os efeitos principais de cada variável independente sobre as variáveis resposta, assim como os efeitos de interação entre as variáveis. O efeito da massa de água não é apresentado nesta tabela pois devido ao seu baixo valor, ele foi considerado como não significativo e a tabela apresenta apenas os efeitos com um nível de significância estatístico de no mínimo de 95%.

Tabela 6. Efeitos principal e de interação das variáveis independentes sobre a potência de refrigeração específica útil.

	CRV e CDE/RV	CRV e CC	CDE/RV e CC
	Valor Médio [W/kg]	Valor Médio [W/kg]	Valor Médio [W/kg]
PREU	10,6	7,7	8,6
Variável	Efeito [W/kg]	Efeito [W/kg]	Efeito [W/kg]
(1) Tipo de Ciclo	1,8	-3,9	-5,7
(2) ϕ_{Tubo}	-1,3	-0,7	-1,1
(3) PFTE	2,9	1,8	2,4
(4) $T_{\text{Ger.}}$	9,1	12,6	7,7
1 por 4	-4,8	-1,4	3,5
3 por 4	2,0	2,0	1,4

Conforme se pode observar por esta tabela, a utilização do ciclo convencional, CC, diminui o valor da potência de refrigeração específica útil, PREU, pois o efeito do tipo de ciclo, quando se considerou o CC nos níveis superiores dos experimentos do PEFC, foi negativo.

A utilização do ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor, CDE/RV, ocasiona um aumento médio de 1,8 W/kg_{C.A.} na PREU, em relação à utilização do CRV e um aumento médio de 5,7 W/kg_{C.A.} em relação à utilização do CC.

A variável independente que tem maior efeito na PREU é a temperatura de geração, $T_{Ger.}$. Os efeitos variaram entre 7,7 W/kg_{C.A.} e 12,6 W/kg_{C.A.} dependendo do tipo de ciclo considerado nos níveis inferiores e superiores do PEFC.

Analisando-se os efeitos de interação entre o tipo de ciclo e a $T_{Ger.}$, conclui-se que o aumento da PREU, resultante do aumento da $T_{Ger.}$, é mais intenso quando se utiliza o CC ou o CRV, que quando se utiliza o CDE/RV.

Considerando-se a utilização do CC ou do CRV, percebe-se pelo efeito de interação entre a $T_{Ger.}$ e o tipo de ciclo, que a PREU obtida com o CRV é mais favorecida pelo aumento da $T_{Ger.}$ que aquela obtida com o CC.

Para se verificar como a PREU se comporta com relação à $T_{Ger.}$ em uma faixa mais ampla desta variável, realizou-se mais alguns ensaios por simulação numérica, cujos resultados podem ser vistos na Fig. 19. Nestes ensaios variou-se a $T_{Ger.}$ entre 65 e 175 °C, considerou-se a PFTE igual a 500 W/kg_{C.A.}, o ϕ_{Tubo} do reator igual a 31,8 mm e a massa de água para formação de gelo igual a 2,5 kg.

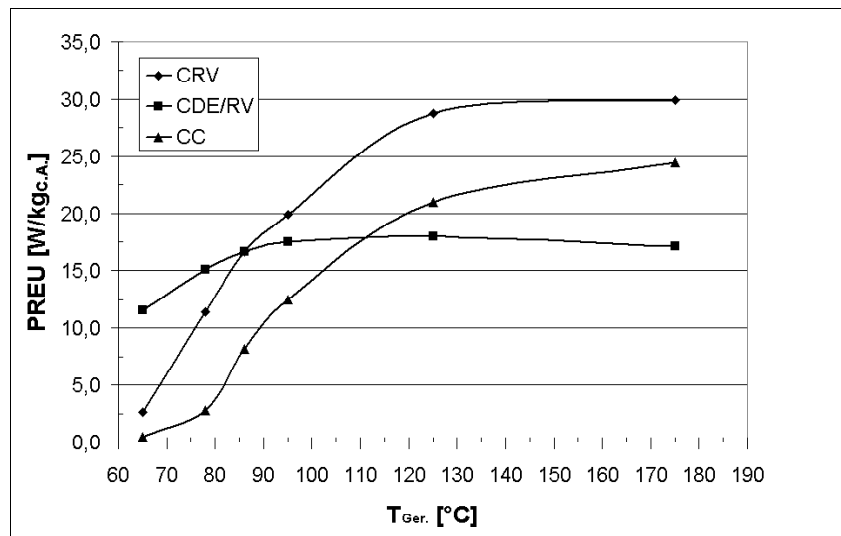


Figura 19. Variação da PREU em função da temperatura do fluido térmico de aquecimento, para os três tipos de ciclo estudados.

A PREU tende a se estabilizar com a elevação da $T_{Ger.}$, pois apesar de haver uma maior dessorção e adsorção de refrigerante, o tempo para o leito atingir a $T_{Ger.}$ também aumenta. No

CDE/RV esta estabilização da PREU acontece em $T_{Ger.}$ mais baixas que nos demais ciclos porque há uma diminuição da massa de refrigerante transferida durante as duas etapas de recuperação de vapor. Esta mesma explicação é válida para explicar porque a PREU obtida com o CRV tende a estabilizar em $T_{Ger.}$ menores que aquelas necessárias para ocorrer esta estabilização, quando se utiliza o CC.

A PFTE aumenta a PREU de qualquer um dos ciclos considerados, e os efeitos de interação entre a PFTE e a $T_{Ger.}$ indicam que o aumento da PREU é intensificado se aquelas duas variáveis aumentarem simultaneamente.

O aumento da PREU pela PFTE está limitado pela área de transferência de calor entre o fluido térmico e os tubos do reator, e pelo coeficiente de transferência de calor entre os tubos do reator e o leito adsorativo. Desprezando-se a resistência a transferência de calor pelas paredes dos tubos do reator, o aumento da PFTE vai resultar em um aumento da PREU enquanto a Eq. 52 for satisfeita.

$$PFTE \leq \frac{(UA)_{FTQ_Leito} (T_{FTQ} - T_{Leito})}{M_{C.A.}} \quad (52)$$

Dentre as variáveis que apresentaram efeito significativo na PREU, o ϕ_T foi a variável que apresentou o menor valor, sendo que a PREU diminui com o aumento do ϕ_{Tubo} .

Os valores das variáveis independentes em cada um dos ensaios do PEFC e as PREU obtidas estão apresentados no Apêndice II.

2.4.2 Os Efeitos das Variáveis Independentes sobre o C.O.P.

Os C.O.P.s dos SRAs estudados nas várias condições de ensaio apresentaram valores entre 0 e 0,14, dependendo do tipo ciclo estudado, sendo que o máximo valor foi de 0,14 em um ensaio utilizando o CRV, $T_{Ger.}$ de 95 °C, PFTQ de 250 W/kg_{C.A.}, ϕ_{Tubo} de 1 ¼” e 5 kg de água para produção de gelo. O mínimo valor foi obtido com o CC e $T_{Ger.}$ de 65°C, uma vez que nestas condições não houve adsorção.

Estes baixos valores de C.O.P. podem ser explicados pela alta proporção de metal em relação ao carvão ativado (entre 12 e 18 kg_{Metal}/kg_{C.A.}, dependendo do ϕ_{Tubo} e do tipo de ciclo) e pelas baixas $T_{\text{Ger.}}$ utilizadas nos ensaios do PEFC, uma vez que nessas temperaturas a concentração de refrigerante ainda é relativamente alta (80 a 60 % da concentração de refrigerante máxima, X_o).

Quando se exclui do cálculo do C.O.P., a energia necessária para aquecer a parte metálica dos reatores, os valores médios de C.O.P. ficam entre 0,19 e 0,26, atingindo valor máximo de 0,43, quando se utilizou o CRV.

Pode-se observar na Tab. 7 que a variável que mais afeta o C.O.P. em qualquer um dos tipos de ciclo estudados é a $T_{\text{Ger.}}$. Uma vez que a dessorção começa ocorrer apenas a partir de uma certa temperatura (que é função da pressão de condensação e de características intrínsecas do par adsorvente/adsorvato), uma certa quantidade de energia é utilizada apenas para que o leito atinja essa temperatura, portanto, quanto maior a temperatura de geração do leito, maior será a relação entre a energia efetivamente utilizada na dessorção e a energia total fornecida ao sistema, contribuindo desta maneira, para o crescimento do C.O.P..

Tabela 7. Efeitos principal e de interação das variáveis independentes sobre o C.O.P..

	CRV e CDE/RV	CRV e CC	CDE/RV e CC
	Valor Médio	Valor Médio	Valor Médio
COP	0,07	0,06	0,06
Variável	Efeito	Efeito	Efeito
(1) Tipo de Ciclo	NS ³	-0,03	-0,02
(2) ϕ_{Tubos}	NS	NS	NS
(3) PFTE	-0,02	-0,02	-0,01
(4) $T_{\text{Ger.}}$	0,06	0,10	0,06
1 por 4	-0,04	NS	0,04
2 por 3	0,01	0,01	0,01
3 por 4	0,00	-0,01	-0,01

Observando-se o efeito do tipo de ciclo sobre o C.O.P., percebe-se que, em comparação à utilização dos demais tipos de ciclo, a utilização do CC produz um C.O.P. em média, 0,03 menor.

³ Com nível de significância estatístico menor que 95%.

Como o efeito do tipo de ciclo não foi significativo quando se considerou a utilização do CRV e do CDE/RV, conclui-se que a utilização destes ciclos tende a produzir em média, C.O.P. semelhantes.

O efeito da interação entre o tipo de ciclo e a $T_{Ger.}$ indica que o C.O.P., cresce menos com o aumento da $T_{Ger.}$ quando se utiliza o CDE/RV, que quando se utiliza os demais tipos de ciclo. Quando se utiliza o CC ou o CRV, o aumento da $T_{Ger.}$ favorece igualmente o crescimento do C.O.P..

Para se verificar como o C.O.P. se comporta com relação à $T_{Ger.}$ em uma faixa mais ampla desta variável, realizou-se mais alguns ensaios por simulação numérica, cujos resultados podem ser vistos na Fig. 20. Nestes ensaios variou-se a $T_{Ger.}$ entre 65 °C e 175 °C, considerou-se a PFTE igual a 500 W/kg_{C.A.}, o ϕ_{Tubo} do reator igual a 31,8 mm e a massa de água para formação de gelo igual a 2,5 kg.

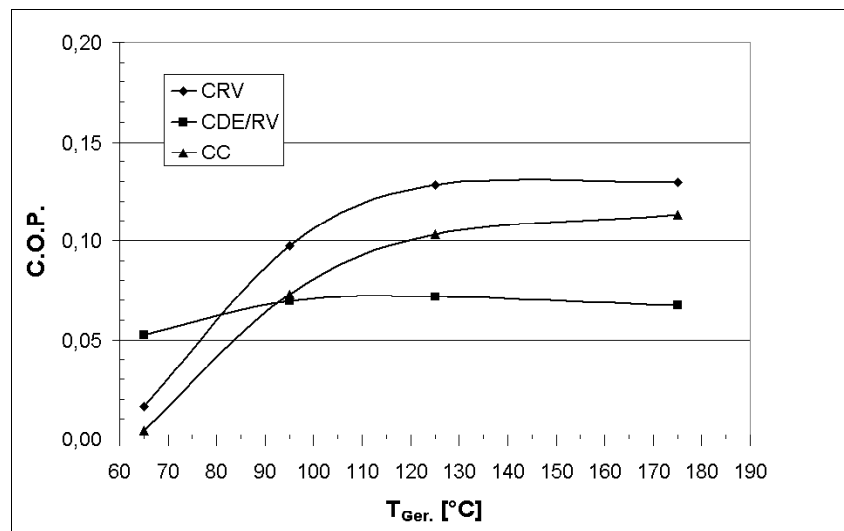


Figura 20. Variação do C.O.P. em função da temperatura do fluido de aquecimento, para os três tipos de ciclo estudados.

O C.O.P. tende a se estabilizar com a elevação da $T_{Ger.}$, pois, apesar de haver uma maior dessorção e adsorção de refrigerante, a partir de uma certa $T_{Ger.}$, devido às características de afinidade do refrigerante pelo adsorvente, é necessário fornecer cada vez mais energia para obter a mesma variação de massa dessorvida. No ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor,

começa haver até uma diminuição do C.O.P. com a elevação da $T_{Ger.}$, pois há um aumento no consumo de energia, principalmente devido à entalpia de dessorção da etapa de recuperação de vapor em pressões intermediárias, que não produz um aumento correspondente na massa dessorvida para o condensador.

Em todos os tipos de ciclo estudados, o aumento da PFTE tende a diminuir o C.O.P..

Os valores das variáveis independentes em cada um dos ensaios do PEFC e os C.O.P. obtidos estão apresentados no Apêndice II.

2.4.3 As Condições de Maximização da Potência de Refrigeração Específica Útil e de C.O.P.

Como as variáveis com maior efeito na PREU e no C.O.P. do sistema de refrigeração por adsorção simulado foram a $T_{Ger.}$ e a PFTE, apenas estas duas variáveis foram utilizadas nos novos ensaios realizados para se construir superfícies de resposta, onde foram possíveis identificar as condições em que se obtêm as maiores PREU e os maiores C.O.P..

Na Tab. 8 estão apresentados os valores de PFTE e de $T_{Ger.}$ nos diferentes níveis utilizados nos ensaios para se determinar as condições de maximização da potência de refrigeração específica útil e do C.O.P.

Tabela 8. Valor das variáveis independentes nos ensaios para determinação as condições de obtenção de máxima potência de refrigeração específica útil e de C.O.P..

Variável Independente	CRV					CDE/RV				
	Nível					Nível				
	$-\alpha$	-1	0	+1	$+\alpha$	$-\alpha$	-1	0	+1	$+\alpha$
$T_{Ger.}$ [°C]	85	95	120	145	155	59	65	80	95	101
PFTE [W/kg _{C.A.}]	198,2	250,0	375,0	500,0	551,8	198,2	250,0	375,0	500,0	551,8

Escolheu-se aumentar a faixa de $T_{Ger.}$ utilizada nos ensaios com o CRV uma vez que os resultados dos ensaios anteriores indicaram que a $T_{Ger.}$ aumenta a PREU e o C.O.P., quando se

utiliza este tipo de ciclo, entretanto, considerou-se a mesma faixa de $T_{Ger.}$ nos ensaios que utilizam o CDE/RV, pois os resultados dos ensaios anteriores indicaram que apesar da PREU e do C.O.P., quando se utiliza o CDE/RV, também crescerem com o aumento da $T_{Ger.}$, a partir de um certo valor, eles são superados por aqueles obtidos quando se utiliza o CRV.

Os valores de PFTE nos níveis -1 e $+1$, foram iguais àqueles do PEFC, pois apesar da PFTE aumentar a PREU, ela diminui o C.O.P, e por isso não seria interessante realizar ensaios onde PFTE assumisse valores muito distantes daqueles já estudados.

Nas Fig. 21 e 22, pode-se ver, respectivamente, a variação da PREU em função da $T_{Ger.}$ e da PFTE, quando se utiliza o CDE/RV e o CRV.

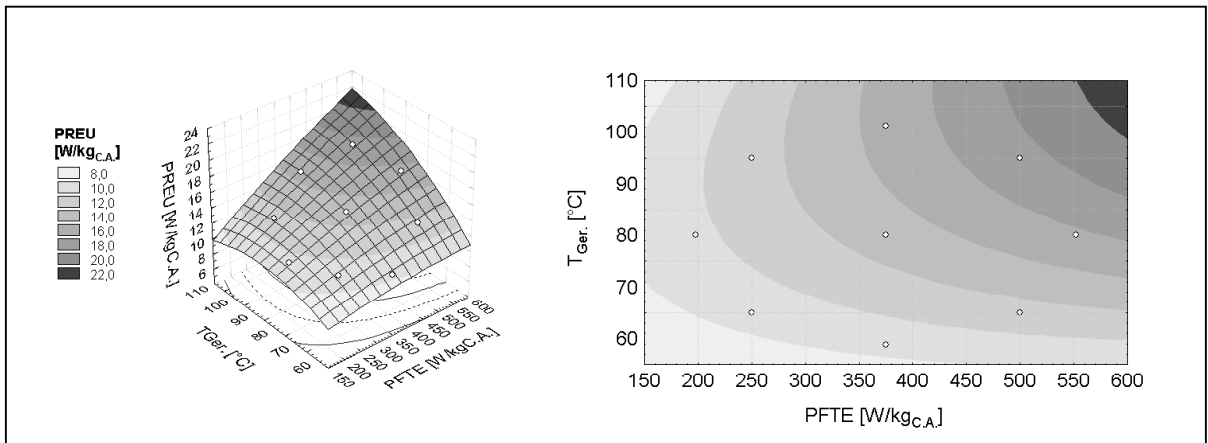


Figura 21. A PREU em função da $T_{Ger.}$ e da PFTE, utilizando-se o CDE/RV.

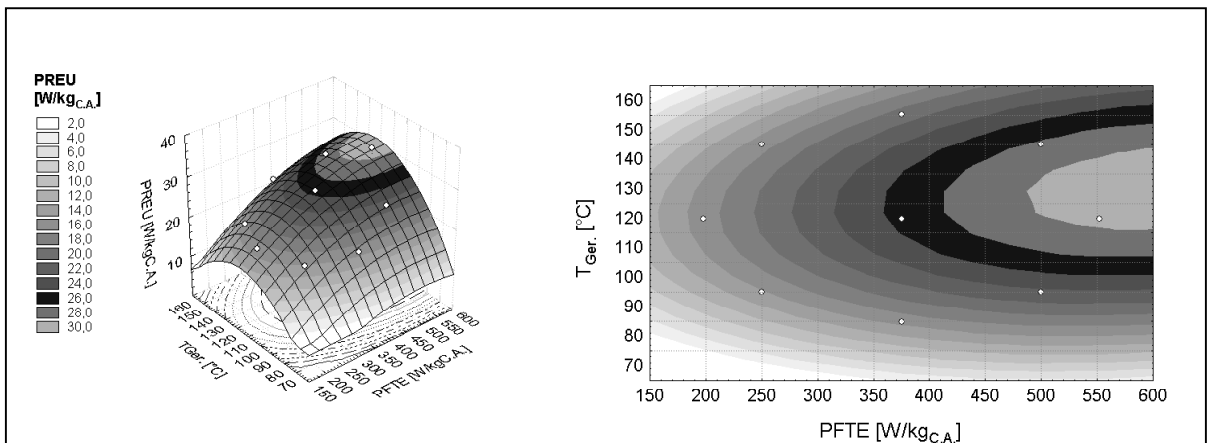


Figura 22. A PREU em função da $T_{Ger.}$ e da PFTE, utilizando-se o CRV

Devido à curvatura apresentada na superfície da Fig. 22 pode-se perceber que os valores de PREU próximos do máximo valor são obtidos na faixa de valores da PFTE e da $T_{Ger.}$ considerados nos ensaios. No entanto, pode-se perceber pela Fig. 21 que a PREU obtida, quando se utiliza o CDE/RV, poderia aumentar se fossem considerado maiores valores de $T_{Ger.}$. Resolveu-se não estudar a utilização do CDE/RV em $T_{Ger.}$ mais elevadas, pois o resultados dos ensaios do PEFC já havia indicado que, com o aumento desta temperatura, a utilização do CRV produz maiores valores de PREU que a utilização do CDE/RV.

Para $T_{Ger.}$ menores que 85 °C, a utilização do CDE/RV tende a produzir maiores valores de PREU, independente na PFTE utilizada. Aumentando-se a PFTE, a PREU obtida, quando se utiliza o CDE/RV, tende a aumentar, chegando a 18 W/kg_{C.A.} para uma PFTE próxima a 600 W/kg_{C.A.}

Nas Figs. 23 e 24 pode-se observar a variação do C.O.P. em função da $T_{Ger.}$ e da PFTE, quando se utilizou o CDE/RV e o CRV, respectivamente.

Os maiores valores de C.O.P., quando se utiliza o CRV, encontram-se nas faixas de $T_{Ger.}$ e PFTE estudadas. Considerando-se a utilização do CDE/RV, pode-se perceber, pela Fig. 23, que o C.O.P. seria favorecido se a PFTE diminuísse. Essa tendência já foi identificada no resultado dos ensaios do PEFC.

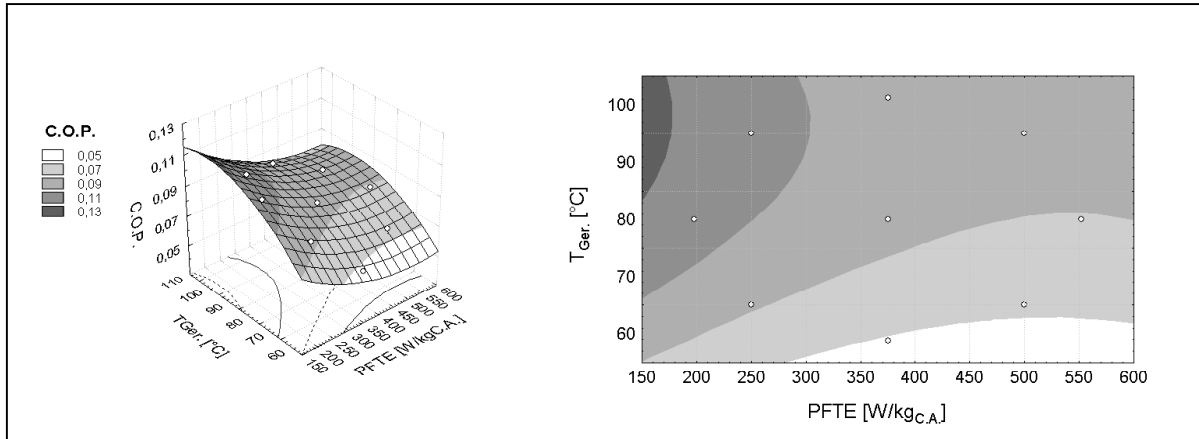


Figura 23. C.O.P. em função da $T_{Ger.}$ e da PFTE para o CDE/RV.

O C.O.P. obtido, quando se utiliza o CRV, tende a ser 0,02 maior que aquele obtido, quando se utiliza o CDE/RV, se a PFTE for menor que 450 W/kg_{C.A.} e a $T_{Ger.}$ estiver abaixo de 85 °C.

Para PFTE acima de 450 W/kg_{C.A.}, e T_{Ger.} abaixo de 85 °C, o C.O.P. obtido, quando se utiliza ambos os ciclos, tende a se igualar, aproximando-se do valor de 0,09.

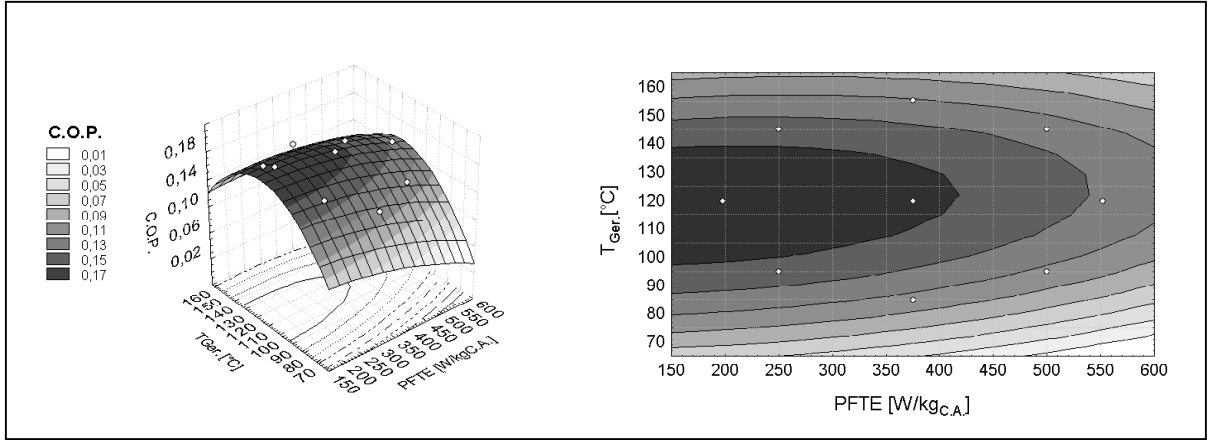


Figura 24. C.O.P. em função da T_{Ger.} e da PFTE para o CRV.

Caso se disponha de uma fonte de energia que possa aquecer o leito adsorativo até temperaturas de aproximadamente 125 °C, a utilização do CRV poderá fornecer uma PREU de cerca de 30 W/kg_{C.A.} dependendo da PFTE. Utilizando-se uma PFTE de aproximadamente 360 W/kg_{C.A.}, obtém-se uma PREU de cerca de 26 W/kg_{C.A.} com um C.O.P. de 0,17. Valores maiores de PFTE, apesar de aumentarem a PREU, tendem a diminuir o C.O.P..

As equações ajustadas aos valores dos ensaios numéricos e utilizadas para a construção das superfícies de resposta, com seus respectivos coeficientes de correlação, foram:

$$\begin{aligned} PREU_{CDE/RV} = & -11,82 - 0,0165 PFTE - 1,0 \times 10^{-5} PFTE^2 + 0,4370 (T_{Ger.} + 5) \\ & - 0,002815 (T_{Ger.} + 5)^2 + 0,0004894 PFTE (T_{Ger.} + 5) \quad R^2 : 0,98 \end{aligned} \quad (53)$$

$$\begin{aligned} PREU_{CRV} = & -95,04 + 0,07027 PFTE - 8,9 \times 10^{-5} PFTE^2 + 1,5270 (T_{Ger.} + 5) \\ & - 0,006275 (T_{Ger.} + 5)^2 + 0,0002752 PFTE (T_{Ger.} + 5) \quad R^2 : 0,97 \end{aligned} \quad (54)$$

$$\begin{aligned} C.O.P._{CDE/RV} = & -0,118 - 0,000224 PFTE + 2,5 \times 10^{-7} PFTE^2 + 0,005135 (T_{Ger.} + 5) \\ & - 2,44 \times 10^{-5} (T_{Ger.} + 5)^2 - 5,3 \times 10^{-7} PFTE (T_{Ger.} + 5) \quad R^2 : 0,98 \end{aligned} \quad (55)$$

$$C.O.P._{CRV} = -0,399 - 6,68 \times 10^{-5} PFTE - 2,7 \times 10^{-7} PFTE^2 + 0,009273 (T_{Ger.} + 5) - 3,85 \times 10^{-5} (T_{Ger.} + 5)^2 + 1,3 \times 10^{-6} PFTE (T_{Ger.} + 5) \quad \mathbf{R^2 : 0,92} \quad (56)$$

Os valores das variáveis independentes em cada um dos ensaios utilizados para se obter as equações utilizadas na construção das superfícies de resposta, juntamente com os valores de PREU e C.O.P. destes ensaios, estão apresentados no Apêndice III.

2.5 CONCLUSÕES

Modelou-se a transferência de calor com processo de sorção em um sistema de refrigeração por adsorção para a produção de gelo, que pode operar utilizando diferentes tipos de ciclo, e os resultados dos ensaios numéricos indicaram que a variável de maior influência na potência de refrigeração específica útil e no C.O.P. é a temperatura de geração.

O aumento da temperatura de geração favorece mais o crescimento da potência de refrigeração específica útil quando se utiliza o ciclo convencional ou o ciclo com recuperação de vapor que quando se utiliza o ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor. Isto indica que este ciclo tende a produzir uma potência de refrigeração específica útil mais constante que os demais ciclos, em se alterando apenas a temperatura de geração

O aumento da potência da fonte de aquecimento dos reatores aumenta a potência de refrigeração específica útil para todos os tipos de ciclo estudados, e o efeito de interação entre aquela variável e a temperatura de geração indica que o aumento destas variáveis possui efeito sinérgico no aumento da PREU.

Em todos os tipos de ciclo estudados, o aumento da potência da fonte de aquecimento dos reatores tende a diminuir o C.O.P., e isto ocorre, provavelmente, porque a potência de refrigeração específica útil não cresce linearmente com o crescimento da potência da fonte de aquecimento dos reatores.

Devido à complexidade do sistema de refrigeração por adsorção operando o ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor, a utilização deste tipo de ciclo só é aconselhável caso a fonte de energia não possibilite o leito atingir temperaturas muito próximas ou superiores a 80 °C. Dispondo-se de fontes de calor que forneçam calor acima desta temperatura, é preferível projetar o sistema para operar apenas o ciclo com recuperação de vapor de refrigerante em um único estágio.

O C.O.P. obtido em todos os ensaios foi baixo, porém compatível com aqueles descritos na literatura, e variou entre 0 e 0,17, dependendo da condição de operação utilizada. Estes baixos valores se devem principalmente a grande massa metálica do reator que tinha que ser aquecida junto ao leito adsortivo e pelas baixas temperaturas de geração utilizadas nos ensaios.

Se a potência da fonte de aquecimento dos reatores for menor que $450 \text{ W/kg}_{\text{C.A.}}$ e se a temperatura de geração for menor que $85 \text{ }^{\circ}\text{C}$, o C.O.P. obtido quando se utiliza o ciclo com recuperação de vapor de refrigerante tende a ser 0,02 maior que aquele obtido quando se utiliza o ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor de refrigerante. Se a potência da fonte de aquecimento dos reatores estiver acima daquele valor, e a temperatura de geração for inferior a $85 \text{ }^{\circ}\text{C}$, a utilização de ambos os ciclos tende a produzir um C.O.P. semelhante e ao redor de 0,09.

2.6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Bejan, A. *Transferência de Calor*. Ed. Edgard Blücher Ltda, São Paulo, Brasil, 1996.
2. Guilleminot, J. J, Meunier, F., Paklesa J. Heat and Mass Transfer in a Non-Isothermal Fixed Bed Solid Adsorbent Reactor: A Uniform Pressure-Non-Uniform Temperature Case. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v. 30, n.8, pp. 1595-1606, 1987.
3. Jaluria, Y., Torrance, K. E. *Computational Heat Transfer*. EUA, Hemisphere Publishing Corporation, 1986.
4. Kariogas, M., Meunier, F. Etude de la Relaxation d'un Réacteur à Zéolite (Z13X-H₂O) pendant la Désorption Eclair Provoquée par un Echelon de Pression. *Chem. Eng. J.*, Vol. 32, pp. 171-192, 1986.
5. Passos, F. P. *Etude des Couples Charbon Actif/Methanol et de leur Application a la Refrigeration Solaire*. 1986, 101 p. Tese (Doutorado). Dep Mecanique, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Lausanne.
6. Ruthven, D. M. *Principles of Adsorption and Adsorption Processes*. Nova Iorque, Wiley Interscience, 1984.
7. Tamainot-Telto, Z., Critoph, R. E. Adsorption Refrigerator Using Monolithic Carbon Ammonia Pair. *Int. J. Refrig.*, v. 20, n. 2, pp. 146-155, 1997.

CAPITULO 3. MONTAGEM E OPERAÇÃO DO PROTÓTIPO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ADSORÇÃO

RESUMO

Construiu-se o protótipo de um sistema de refrigeração por adsorção para produzir gelo que oferece flexibilidade quanto aos ciclos frigoríficos operados, e que pode utilizar diferentes fontes de calor para regenerar o adsorvente. No caso deste projeto, a fonte de calor foi o vapor produzido em uma caldeira elétrica, ou nas placas de um coletor solar. Este protótipo foi instrumentado com sensores de temperatura e pressão, além de visores de nível em reservatórios onde foi possível observar o volume de refrigerante dessorvido, adsorvido, e de fluido térmico condensado nos reatores. Os dados de temperatura e pressão foram coletados por um sistema de supervisão e controle em tempo real, e utilizados para monitorar o funcionamento do protótipo.

Comparando-se a potência de refrigeração útil e o C.O.P. do protótipo, operando cada um dos três tipos de ciclo estudados e em duas temperaturas de geração distintas, concluiu-se que a utilização do ciclo com recuperação de vapor de refrigerante produz um C.O.P. e uma potência de refrigeração útil maiores que aqueles obtidos com a utilização dos demais ciclos, se a temperatura de geração for de 115 °C. Se a temperatura de geração for de 85 °C, a maior potência de refrigeração é obtida quando se utiliza o ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor e o C.O.P. é semelhante àquele obtido com a utilização do ciclo com recuperação de vapor.

Estimou-se que utilizando o coletor solar instalado junto ao protótipo, para produzir vapor durante o dia, em combinação com a caldeira para produzir vapor no período noturno, seria possível produzir até 31,4 kg de gelo por dia, se a $T_{Ger.}$ for de 85 °C e o ciclo utilizado for em duplo estágio com recuperação de vapor. Se a $T_{Ger.}$ for de 75 °C, utilizando-se este mesmo tipo de ciclo, a produção de gelo poderia ser 29,2 kg por dia.

Comparando-se os resultados obtidos nos experimentos com o protótipo com aqueles obtidos por simulação numérica, concluiu-se que apesar dos valores absolutos serem diferentes, eles apresentam a mesma tendência. Identificou-se os aspectos do sistema de refrigeração por

adsorção que não são previstos pelo modelo, para que, alterando-se o modelo, seja possível a sua validação.

3.1 INTRODUÇÃO

No intuito de analisar experimentalmente o efeito do tipo de ciclo e da temperatura de geração na potência de refrigeração útil e no C.O.P. e a possibilidade da utilização de um coletor solar para prover o vapor necessário para a regeneração do leito adsorativo de um sistema de refrigeração por adsorção, construiu-se um protótipo que possui flexibilidade quanto ao tipo de ciclo utilizado e à fonte energética que fornece calor ao fluido térmico (água) utilizado na regeneração do leito adsorativo.

Nos períodos de suficiente radiação solar, um fluido térmico seria vaporizado nas placas de um coletor solar e trocaria calor com os reatores, regenerando o leito adsorativo. Nos períodos onde não se dispusesse da radiação solar necessária, seria utilizado o vapor proveniente de um gerador elétrico de vapor (caldeira) para aquecer os reatores. A vantagem do sistema de fonte de alimentação mista em relação aqueles de fonte fixa é a possibilidade de utilizar uma energia renovável e gratuita (energia solar) sem ficar limitado ao fornecimento desta, que é intermitente.

As fontes de produção de vapor de fluido térmico utilizado no aquecimento dos reatores seriam duas placas de coletor solar, instaladas no lado externo do laboratório e um gerador elétrico de vapor, situado na base do protótipo.

A caldeira foi utilizada para geração de vapor em sua potência máxima (aproximadamente 5.250 W, o que corresponde à aproximadamente 330 W/kg_{C.A.}), uma vez que os experimentos da simulação numérica demonstraram que a PREU aumenta com a potência da fonte de aquecimento, devendo esta potência estar sempre próxima do limite máximo que os reatores podem consumir. Este limite está relacionado com área de troca térmica, ao coeficiente de transferência de calor e à diferença de temperatura entre os tubos do reator e o fluido térmico. As placas planas do coletor solar seriam utilizadas no fornecimento de calor para a vaporização do fluido térmico que aqueceria os reatores, quando se dispusesse de radiação solar suficiente para um funcionamento adequado do sistema.

3.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os primeiros estudos com refrigeradores por adsorção utilizaram como fonte de energia a radiação solar. Pons e Guillemot (1986) construíram um sistema de refrigeração por adsorção com o par carvão ativado/metanol que utilizava radiação solar como fonte energética e obtiveram uma produção diária de 37 kg de gelo e um C.O.P. de 0,12, utilizando um coletor solar com 6 m² de área, 88 kg de carvão ativado e que atingiu uma temperatura de geração de 95 °C. Medini *et al.* (1991) construíram um sistema com o mesmo par de adsorvente/adsorvato, porém de menor tamanho (15 kg de carvão ativado e coletor solar de 0,8 m² de área) e obtiveram uma produção diária de 4,2 kg de gelo e um C.O.P. de 0,15, com temperatura de geração de 90 °C.

Silveira Jr (1990) também utilizou o par carvão ativado e metanol em um sistema por adsorção para produção de gelo. Utilizando o carvão ativado da marca Deion, este autor conseguiu uma produção diária de 3 kg de gelo, C.O.P. de 0,07, em um protótipo com 9,9 kg de carvão ativado e 1,08 m² de área de coletor solar.

Para obter uma produção de gelo maior do que aquela obtida quando se utilizaram coletores planos nos sistemas de refrigeração por adsorção, Headley *et al.* (1994) construíram um protótipo utilizando um coletor solar parabólico de 2 m² com 2,5 kg de carvão ativado e obtiveram uma produção diária de 1 kg de gelo e C.O.P. de 0,02, com uma temperatura de geração de 154 °C. Comparando-se este sistema com aqueles que utilizam coletores planos, as produções de gelo específicas são semelhantes, e a produção de gelo por área de coletor solar é menor no sistema com coletor solar parabólico, entretanto, Headley *et al.* (1994) mencionam que a principal vantagem deste sistema é a possibilidade de produção de gelo mesmo se a insolação diária for baixa (cerca de 10 MJ/m²).

Wang *et al.* (1999) construíram um protótipo para produção de gelo que, por utilizar um fluido térmico como fonte energética, podia ser operado continuamente. Estes autores mencionam que o protótipo tem uma produção diária de 30 kg de gelo, C.O.P. de 0,08, utilizando metanol como refrigerante, 12 kg de carvão ativado como adsorvente, distribuído em dois reatores, e atingindo uma temperatura de geração de cerca de 92 °C.

Tamainot-Telto e Critoph (1997), construíram um protótipo utilizando o par carvão ativado monolítico/amônia e um fluido térmico como fonte energética. A potência de refrigeração específica do protótipo foi cerca de 32 W/kg_{C.A.} e o C.O.P. igual a 0,1, com uma temperatura de evaporação de -3,3 °C e temperatura de geração de 110 °C. Estes autores mencionam que, caso fosse utilizado o carvão ativado granular no lugar do carvão ativado monolítico, a potência de refrigeração específica teria sido 90 % menor.

Todos estes protótipos construídos não possuíam recuperação de vapor de refrigerante e o processo de adsorção e dessorção ocorria em um único estágio. Um protótipo de *chiller* com dessorção e adsorção em duplo estágio foi construído por Hamamoto *et al.* (2002), para produzir 4 litros de água gelada (14 °C) por hora utilizando um fluido térmico de temperatura variando entre 53 e 61 °C. Este protótipo foi construído utilizando-se cerca de 14 kg de sílica gel, distribuída entre quatro reatores, e água como refrigerante. O C.O.P. obtido foi de cerca de 0,2.

3.3 MATERIAIS E MÉTODOS

Na Fig. 25 é apresentado um esquema bidimensional do protótipo construído, mostrando os equipamentos e instrumentos que estão conectados à linha de fluido térmico responsável pelo aquecimento e resfriamento dos reatores que contém o leito adsorativo. A Fig. 26 é semelhante à Fig. 25, porém apresenta os equipamentos e instrumentos que estão conectados à linha de refrigerante. Após a apresentação do esquema geral do protótipo, é apresentado cada equipamento individualmente, especificando detalhes construtivos e sua função no protótipo.

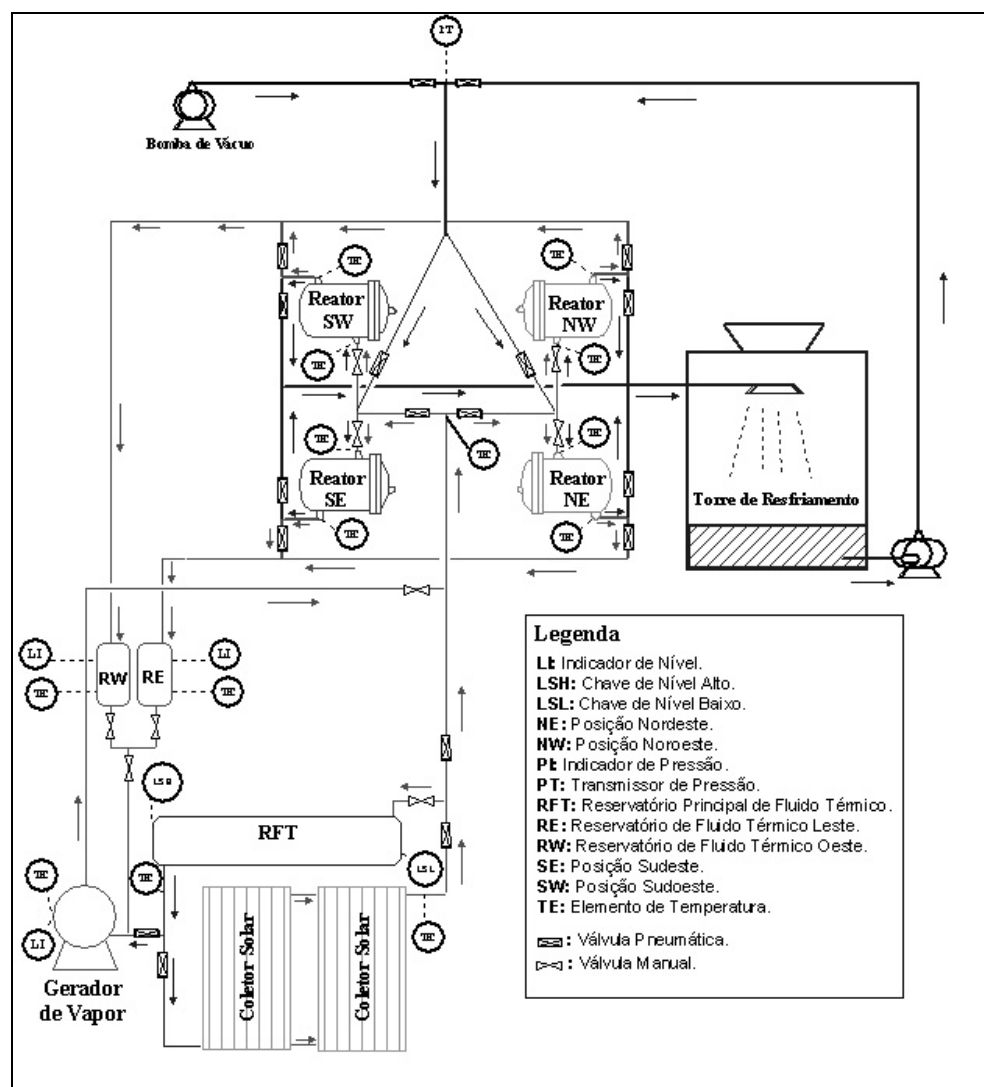


Figura 25. Esquema da linha de fluido térmico do SRA.

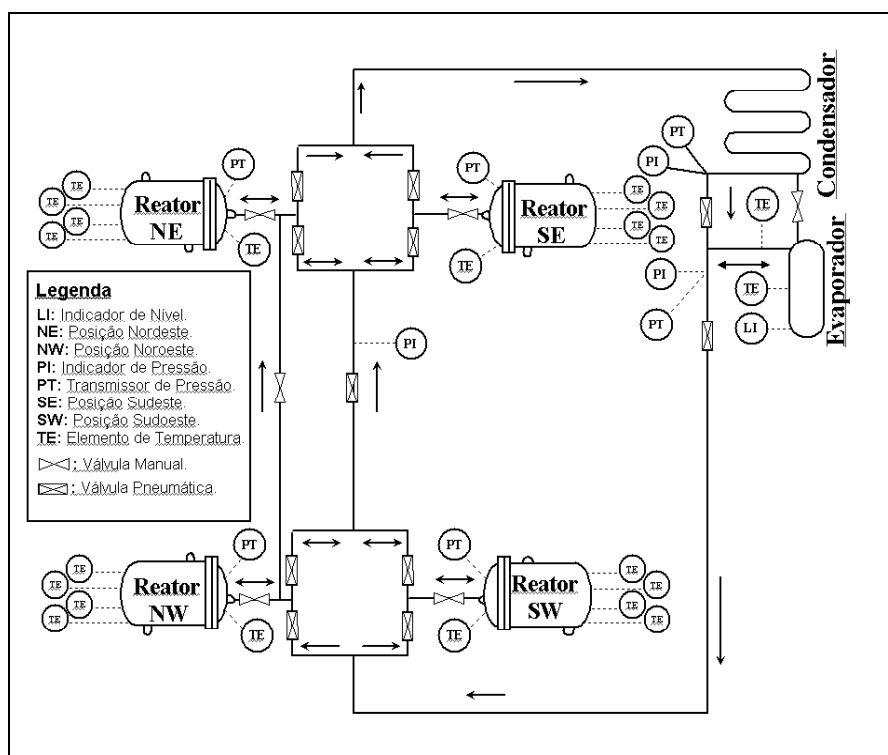


Figura 26. Esquema da linha de refrigerante do SRA.

3.3.1 Os Reatores Contendo o Leito Adsorativo

Os reatores do sistema de refrigeração por adsorção, SRA, fazem o papel de um compressor mecânico de um sistema de refrigeração convencional. No compressor mecânico o processo de aspiração e compressão do refrigerante é feito de maneira contínua, enquanto no SRA este processo ocorre de maneira intermitente, onde durante um certo período, o reator comprime o refrigerante (etapa de dessorção) e em outro, ele o succiona do evaporador. O reator utilizado neste projeto é semelhante a um trocador de tubo e carcaça, com o interior dos tubos preenchido com carvão ativado. Preferiu-se colocar o adsorvente no interior dos tubos e não do lado externo, pois desta maneira, obtém-se uma maior relação de área de troca térmica por massa de carvão ativado.

Outra vantagem de se colocar o carvão do lado interno do tubo é que, neste sistema, o refrigerante utilizado possui uma pressão de vapor maior que a do fluido térmico e como a espessura de um reservatório pressurizado é proporcional ao diâmetro do mesmo e à pressão a

qual ele é submetido, preferiu-se utilizar o fluido de menor pressão de vapor na carcaça para que a espessura e a massa da carcaça pudessem ser mínimas.

Na Fig. 27 pode-se ver os tubos do reator antes de serem preenchidos com carvão ativado, enquanto que na Fig. 28, quase todos os tubos já se encontravam preenchidos.



Figura 27. Disposição dos tubos no interior da carcaça do reator.



Figura 28. Reator com alguns tubos contendo carvão ativado

Apesar dos experimentos com simulação numérica, descritos no Capítulo 2, terem indicado que a utilização de tubos com diâmetro de 1" no reator produz uma PREU maior que aquela obtida quando se utiliza tubos de 1¼", este aumento é muito menos significativo que o aumento produzido pela T_{Ger} ou pela PFTE e devido ao reator com tubos de 1¼" ter um custo menor, optou-se por utilizar tubos com este diâmetro. Outro fator favorável à utilização de tubos de 1¼", foi o fato do reator com tubos deste diâmetro possuir menos tubos que o reator com tubos de 1", o que facilita o processo de preenchimento dos reatores com carvão ativado.

A massa dos reatores e do carvão ativado colocado em cada um deles está apresentada na Tab. 9.

Tabela 9. Massa do carvão ativo no interior dos reatores e da parte inerte dos mesmos.

	Reator NE	Reator NW	Reator SE	Reator SW
Massa de carvão ativado [kg]	8,7	8,9	8,7	8,7
Massa de carvão ativado anidro [kg]	8,0	8,2	8,0	8,0
Massa da parte metálica [kg]	109,7	109,5	108,3	109,4

No centro de cada um dos tubos do reator foi instalado um cilindro de aço inox de aproximadamente 8 mm de diâmetro, completamente perfurado, que formava um canal de escoamento preferencial para o refrigerante, na etapa de dessorção ou adsorção.

Os reatores possuem um comprimento útil de 500 mm e o diâmetro interno da carcaça, assim como, o número de tubos, iguais àqueles considerados no modelo simulado (300 mm e 55 tubos). Na Fig. 29 pode-se ver o reator após o preenchimento dos tubos com carvão ativado. Na Fig. 30 o reator encontra-se isolado por uma camada de lã de vidro e resina sintética e uma camada de espuma elastomérica.



Figura 29. Reator preenchido com o leito adsorativo.



Figura 30. Reator com o leito adsorativo, depois de ser isolado termicamente.

3.3.1.1 Determinação da Umidade do Carvão Ativado

Para se obter a massa do carvão anidro colocado nos reatores, determinou-se a umidade de algumas amostras deste carvão. O processo de determinação da umidade do carvão consistiu-se das seguintes etapas:

Pesou-se um reservatório de aço de aproximadamente 170 mL. A seguir, este reservatório foi preenchido com carvão ativado retirado do fundo da embalagem. Pesou-se novamente o

reservatório e por diferença de peso, determinou-se a massa de carvão no reservatório. Fechou-se o reservatório para pesá-lo novamente e para conectá-lo a uma bomba de vácuo com capacidade para produzir um vácuo máximo de 10^{-5} Bar. O reservatório foi imerso em um banho termostático com óleo térmico de temperatura igual a 120 °C.

Manteve-se o reservatório imerso no óleo aquecido e conectado à bomba de vácuo durante aproximadamente 12 horas. Após este período, o reservatório foi pesado novamente e por diferença de peso, obteve-se a massa de água contida no carvão. Considerou-se um tempo de 12 horas, pois em ensaios exploratórios anteriores, verificou-se que após este período, a massa de carvão no reservatório permanecia constante, mesmo continuando-se o aquecimento e mantendo-se o reservatório conectado à bomba de vácuo.

Realizou-se este procedimento mais duas vezes, mas ao invés de retirar o carvão do fundo da embalagem, ele foi coletado na superfície, onde se encontrava em contato com o ar ambiente.

Considerou-se a umidade do carvão como sendo uma média entre a umidade do carvão retirado no fundo da embalagem e aquela do carvão retirado da superfície. A umidade do carvão considerada para determinação da massa de carvão anidro nos reatores foi de 7,9 %.

3.3.2 O Sistema de Medição da Massa de Fluido Térmico Utilizado no Aquecimento dos Reatores

Para se determinar o volume de fluido térmico condensado durante transferência de calor aos reatores, foram utilizados um reservatório **RW** de 1,55 L e um **RE** de 1,62 L, conforme mostrado na Fig. 25, cada qual conectado a um dos reatores que estavam sendo aquecidos simultaneamente.

Nestes reservatórios coletava-se o condensado proveniente dos reatores e observava-se a variação da altura da coluna de líquido em um visor de nível colocado ao lado do reservatório. Colocou-se um gabarito com uma fita de papel milimetrado ao lado do visor de nível, para se poder obter a altura da coluna de líquido.

3.3.3 O Sistema de Medição da Massa de Amônia Dessorvida e Adsorvida Durante o Ciclo de Refrigeração

Para determinar o volume de amônia adsorvido, media-se a variação da altura da coluna de líquido em um visor de nível instalado no próprio evaporador (Fig. 31), antes e depois da etapa de adsorção. Para se determinar o volume de amônia dessorvido, após determinar-se o volume adsorvido, abria-se a válvula de comunicação entre o condensador e o evaporador, e a amônia dessorvida e condensada, que estava armazenada na tubulação do condensador, escoava para o evaporador. Desta forma, obtinha-se uma nova altura de coluna de líquido no visor de nível. Colocou-se um gabarito com uma fita de papel milimetrado ao lado do visor de nível, para se poder obter a altura da coluna de líquido.

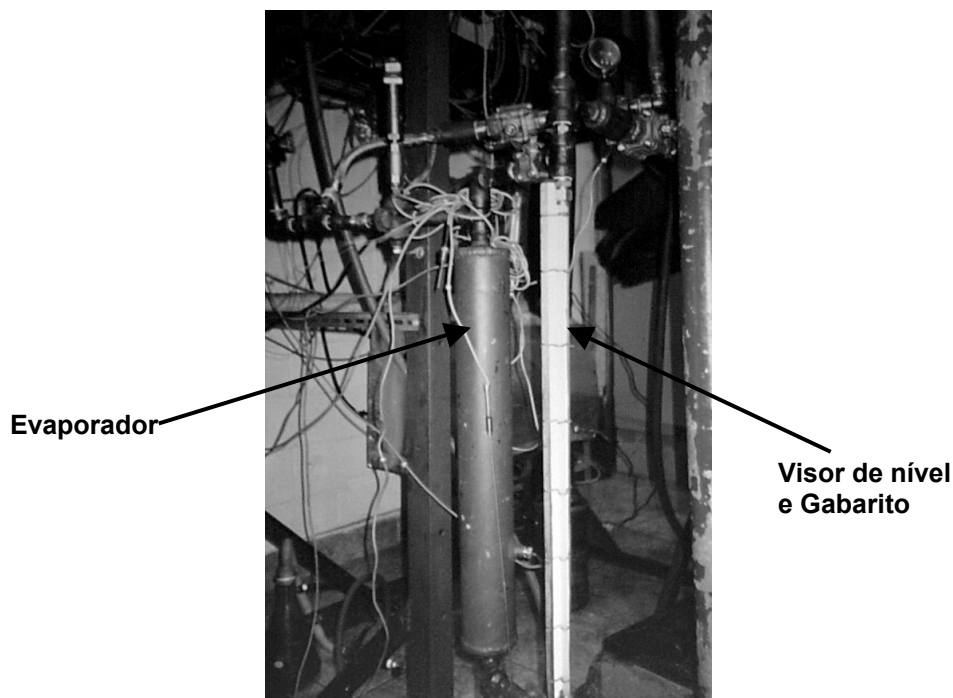


Figura 31. Evaporador e visor de nível.

3.3.4 O Condensador de Amônia

O condensador de amônia é um trocador de calor composto de um conjunto de 19 tubos aletados, conectados em série mas dispostos em paralelo, com leve inclinação para o escoamento descendente, conforme pode ser visto na Fig. 32. A área de troca térmica é aproximadamente $10,2 \text{ m}^2$ e sua massa foi estimada em 130 kg.

No modelo matemático do sistema, considerou-se um condensador com características semelhantes a este condensador, porém com 10 tubos aletados. Os resultados dos experimentos com o modelo indicaram que a área de troca térmica referente a um condensador com 10 tubos era mais que suficiente para dissipar o calor de condensação do refrigerante, portanto a utilização do condensador com 19 tubos também se adequava aos propósitos experimentais.

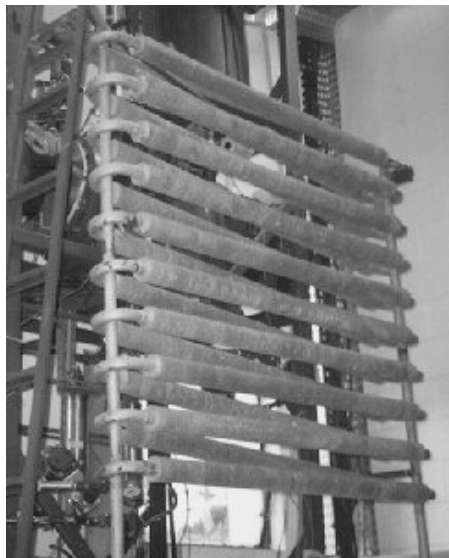


Figura 32. Condensador de amônia por convecção natural com o ar.

3.3.5 O Evaporador de Amônia

Diferentemente do evaporador de um sistema de refrigeração por compressão mecânica, onde o fluido refrigerante está constantemente entrando e saindo, no SRA, por ser um sistema de refrigeração semi contínuo, o evaporador precisa possuir um determinado volume interno que

permita a armazenagem de uma quantidade de refrigerante que seja suficiente para produzir o efeito frigorífico desejado durante a etapa de adsorção. Pretendia-se utilizar um evaporador formado por nove tubos de aço inox, conforme previsto na modelagem do sistema e apresentado na Fig. 33, que possui um volume interno de aproximadamente 3 L, área de troca térmica de 0,45 m² e poderia produzir cerca de 6 kg de gelo ao redor de seus tubos. No entanto, devido a um defeito no sensor de nível que seria utilizado para auxiliar a determinação da massa de refrigerante dessorvido e adsorvido, teve-se que substituir este evaporador pela própria garrafa de medição de nível. A substituição do evaporador pré-estipulado pelo reservatório de refrigerante, como local de produção de gelo, prejudicou o desempenho do sistema, uma vez que a nova área de troca térmica era de apenas 0,09 m².



Figura 33. Evaporador de amônia multitubular para produção de gelo (projeto inicial).



Figura 34. Embalagem de PEBD ao redor do evaporador/reservatório, preso por um gabarito.

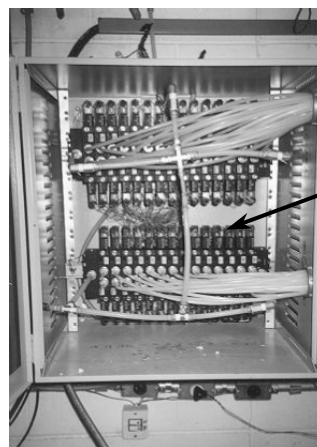
Para se utilizar o reservatório de medição como evaporador e produzir gelo ao seu redor, foi preciso acondicionar a água em uma embalagem de polietileno, PEBD, e ajustá-la ao redor do reservatório com a ajuda de um gabarito (Fig. 35).



Figura 35. Gabarito para fixação da embalagem de PEBD com água ao redor do evaporador.

3.3.6 As Válvulas de Acionamento Pneumático

Para que se pudesse controlar o fluxo de refrigerante e de fluido térmico entre os diversos equipamentos do protótipo, utilizaram-se válvulas do tipo esfera de acionamento pneumático. Montou-se um rack (Fig. 36) contendo válvulas solenóides para automatizar o fornecimento de ar comprimido para cada uma das válvulas pneumáticas.



Conjunto de válvulas solenóides

Figura 36. Rack com o conjunto de válvulas solenóides que permitem a passagem de ar comprimido às válvulas pneumáticas.

3.3.7 A Instrumentação do Protótipo

O SRA está instrumentado com sensores de temperatura, transdutores de pressão e de pressão diferencial, chaves de nível e solarímetro que serviram para monitorar as condições operacionais.

Os sensores de pressão eram do tipo piezoresistivo, da marca Zurich, com comunicação analógica de 4 a 20 mA proporcional a sua faixa de calibração. A precisão dos sensores é de 0,25% do fundo de escala. As chaves de nível do reservatório de fluido térmico eram do modelo LC 120 da marca Level Control. Esta chave indica quando se atingiu ou saiu do nível desejado através de um *reed switch*, instalado numa haste, que é acionado por acoplamento magnético cada vez que o nível desloca uma bóia fixada em uma outra haste contrabalanceada. O solarímetro da marca Epley seria utilizado para se determinar a potência de radiação solar incidente sobre o coletor, e desta forma, determinar sua eficiência na produção de vapor.

Os sensores de temperatura utilizados foram termoresistências do tipo Pt100, envoltas em bainhas de aço inox 304 para que os mesmos pudessem ser instalados nos equipamentos. A bainha dos sensores tem 3 mm de diâmetro e o comprimento variava entre 45 mm e 350 mm, dependendo do local onde foram posicionados estes sensores.

Nos reatores foram instalados sensores de temperatura em quatro tubos distintos, aproximadamente no centro do leito, conforme indicado na Fig. 37, para se tentar obter uma média representativa da temperatura do leito.

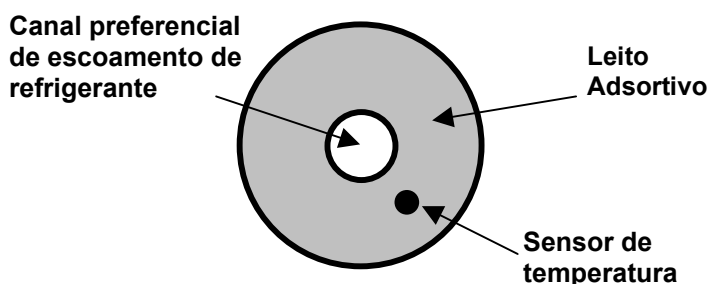


Figura 37. Posição do sensor de temperatura nos tubos do reator.

Os tubos nos quais foram inseridos os sensores estão indicados na Fig. 38. O sensor 1 possui um comprimento de 150 mm, os sensores 2 e 3 possuem um comprimento de 250 mm e o sensor 4 possui um comprimento de 350 mm. Além destes sensores, foi colocado um sensor de temperatura na parte interna da tampa dos reatores, pois se pretendia obter a temperatura do vapor de refrigerante na saída/entrada dos reatores.

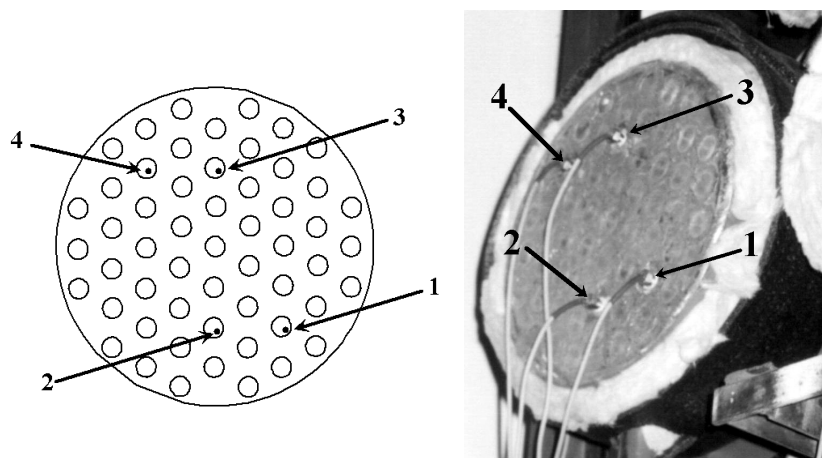


Figura 38. Localização dos tubos onde foram instalados os sensores de temperatura.

3.3.7.1 A calibração dos sensores de temperatura.

Todos os sensores de temperatura foram calibrados, colocando-se os mesmos em um banho térmico de temperatura controlada. Após a estabilização da temperatura do banho verificava-se qual era a temperatura indicada por um termômetro padrão de mercúrio e pelos diversos sensores. A calibração foi realizada em 8 diferentes temperaturas do banho térmico, que variaram entre -17°C a 146°C .

A partir dos valores indicados no termômetro padrão e nos sensores, ajustou-se para cada sensor, uma reta correlacionando estes valores. Os coeficientes de correlação obtidos para as retas ajustadas aos dados experimentais foram aproximadamente 0,99, indicando a grande linearidade destes sensores. No Apêndice IV estão apresentados os valores de temperatura utilizados na calibração das termoresistências e as equações de ajuste.

3.3.8 Sistema de Supervisão e Automação do Protótipo

O sistema de aquisição de dados e automação do SRA utilizado neste projeto é o System 302 da Smar Equipamentos Ind. Ltda. Este sistema juntamente com o software de configuração Syscon e o software de supervisão, armazenamento de dados e automação de processos, Aimax, possibilitam a aquisição de dados, o armazenamento dos dados adquiridos pelos diferentes instrumentos, e a utilização desses dados em tempo real para acionar as válvulas pneumáticas.

O System 302 é um Sistema de Controle de Campo, *FCS*, que utiliza a tecnologia de comunicação *Foundation Fieldbus*. Esta tecnologia consiste de um protocolo de comunicação bidirecional, digital *multi-drop* entre dispositivos de automação da planta e sistemas de supervisão. Este sistema, além de utilizar o protocolo de comunicação do tipo *Fieldbus*, também permite comunicação analógica, tornando-se um sistema híbrido, com um funcionamento do tipo SDCD, Sistema Digital de Controle Distribuído.

Para que o System 302 pudesse receber e enviar sinais analógicos, foi necessária a utilização de módulos de conversão conectados ao controlador do sistema (DFI 302). Todos os sensores de temperatura foram conectados em um módulo (DF45) cuja finalidade é converter o valor da resistência dos Pt100 em valores de temperatura. O solarímetro também foi conectado em um módulo deste tipo, pois o mesmo pode receber valores em mV e convertê-los na unidade de engenharia, conforme configuração de conversão inserida em cada canal.

As chaves de nível foram conectadas em um módulo (DF18) que detecta a tensão de entrada e a converte em um sinal lógico verdadeiro (ON) ou falso (OFF), indicando desta maneira se o nível dos tanques foi atingido ou não.

Para comandar as válvulas solenóides que permitem a passagem de ar para as válvulas pneumáticas, utilizou-se módulos com relé de saída. Quando um canal destes módulos recebe um sinal verdadeiro (um valor de temperatura pré-estipulado proveniente de um certo canal, um sinal enviado pelo módulo DF18, etc.), o relé deste canal permite a passagem de uma corrente elétrica que aciona uma determinada válvula solenóide, que permite a passagem de ar comprimido para acionar uma válvula pneumática.

Os transdutores de pressão foram conectados a um instrumento (IF 302) cuja finalidade é converter sinais analógicos em sinais digitais de acordo com o protocolo de comunicação

Foundation Fieldbus. A partir do IF 302, os sinais de todos os transdutores são enviados por um único cabo até o controlador do System 302 (DFI 302) não sendo necessário a utilização de nenhum outro módulo de conversão.

A configuração do DFI 302 e de todos os módulos interligados a ele foi feita utilizando-se o software “Syscon”. Pelo software “Aimax” foi feita a supervisão e o armazenamento dos dados transmitidos pelos sensores, além da automação do acionamento das válvulas pneumáticas.

Na Fig. 39 pode-se ver a tela de supervisão do protótipo, criada no software Aimax e na Fig. 40 pode-se ver a tela para comando das válvulas pneumáticas.

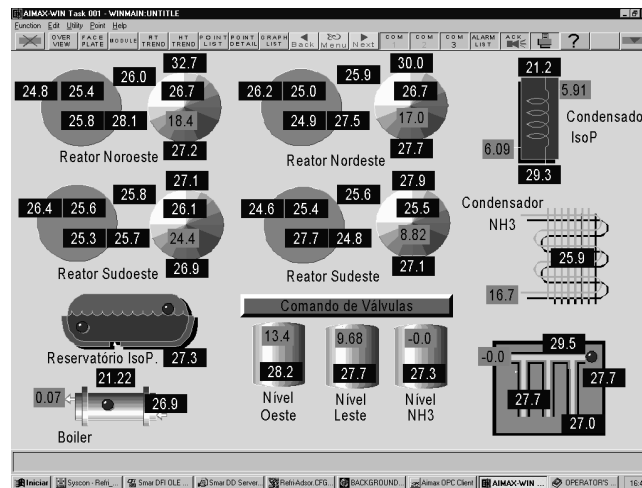


Figura 39. Tela do software supervisor, para monitoração de pressão, temperatura e nível de fluido térmico.

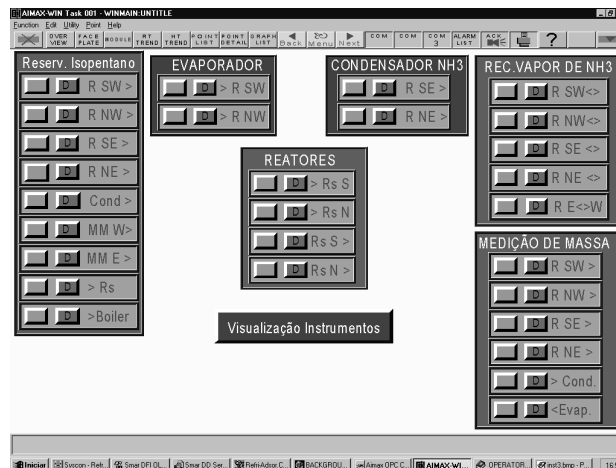


Figura 40. Tela do software supervisor, para controle da abertura e do fechamento das válvulas pneumáticas.

3.4 METODOLOGIA

Para aquecer e resfriar os reatores, onde ocorrem os processos de dessorção e adsorção, utilizou-se como fluido térmico, vapor de água e água corrente, respectivamente. O projeto inicial do protótipo previa a movimentação do fluido térmico sem o auxílio de bomba hidráulica, apenas utilizando-se da diferença de pressão para movimentá-lo na fase vapor e da força da gravidade para movimentá-lo na fase líquida, conforme o princípio de operação dos “tubos de calor”. Para que isso ocorresse, o fluido térmico utilizado deveria possuir as seguintes características:

1. Compatibilidade com cobre e suas ligas.
2. Pressão vapor acima da pressão atmosférica a temperatura ambiente.
3. Pressão de vapor menor que 3,9 Bar em temperaturas de cerca de 80 °C.

Era importante que o fluido térmico fosse compatível com o cobre ou suas ligas, pois estes são os materiais com os quais é construída a maioria dos coletores solares. Também era importante que a pressão de vapor fosse acima da pressão atmosférica à temperatura ambiente, pois desta forma, na etapa de resfriamento dos reatores, o sistema não ficaria sob vácuo. Por outro lado, na etapa de aquecimento, a pressão não deveria ser demasiadamente alta, para que se pudesse utilizar um coletor solar comercial sem necessidade de grandes adaptações.

O fluido térmico escolhido inicialmente para ser utilizado no protótipo foi o isopentano, pois o mesmo apresenta as características desejáveis descritas acima, apesar de ser inflamável. Devido aos inúmeros vazamentos constatados no protótipo durante a etapa de construção, e à dificuldade em se eliminá-los completamente, preferiu-se não utilizar o isopentano para evitar riscos de incêndio ou explosão.

Após descartar a utilização do isopentano como fluido térmico optou-se por utilizar a água, entretanto, foi necessário fazer algumas adaptações na linha do fluido térmico, uma vez que ela foi projetada para conter o fluido térmico em pressões acima da atmosférica e em circuito fechado. Estas alterações são explicadas a seguir.

3.4.1 Descrição do Fornecimento e Retirada de Calor do SRA

Originalmente o sistema foi projetado para ser aquecido e resfriado da seguinte maneira:

O fluido térmico inicialmente à temperatura ambiente seria aquecido na caldeira até que atingisse a temperatura pré-determinada para o aquecimento dos reatores. O vapor do fluido térmico sairia da caldeira e condensaria na carcaça dos reatores, cedendo calor. O condensado retornaria por gravidade até a caldeira para ser novamente vaporizado e escoar até os reatores. No percurso entre os reatores e a caldeira, o fluido térmico passaria pelos reservatórios **RW** e **RE** (Fig. 25), onde se observaria em um visor de nível, o volume de fluido térmico que circulou pelo sistema durante cada ciclo. Cada reservatório estava conectado a um dos dois reatores que podiam ser aquecidos simultaneamente.

A caldeira é um reservatório de aço inox com aproximadamente 13 L, com visor de nível lateral. Ela é aquecida por uma manta, contendo 3 resistências elétricas de aproximadamente 1.750 W cada, que está fixada ao seu redor. Sobre a manta de resistências elétricas existe um isolamento de aproximadamente 5 cm de lã de rocha e folhas de alumínio corrugado, conforme mostrado na Fig. 41.

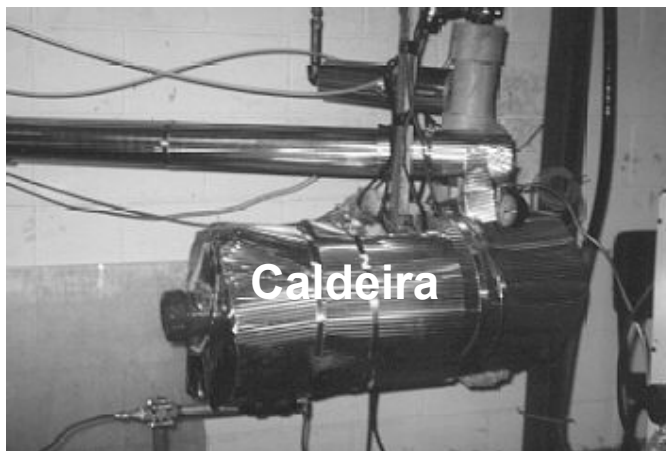


Figura 41. Caldeira (Gerador de vapor).

Nos períodos de maior radiação solar, o coletor solar forneceria a energia para vaporizar o fluido térmico e aquecer os reatores. Primeiramente o fluido térmico armazenado no reservatório **RFT** (Fig. 25) escoaria para o coletor solar por diferença de gravidade. Depois, seria fechada a válvula que bloqueia o escoamento de fluido térmico entre este reservatório e as placas do coletor solar, e dentro destas, o fluido se vaporizaria e escoaria até os reatores, onde condensaria,

cedendo calor. O condensado retornaria por gravidade até o reservatório **RTF** (Fig. 25). No percurso entre os reatores e o reservatório **RTF**, o fluido térmico passaria pelos reservatórios **RW** e **RE** (Fig. 25), onde teria seu volume medido.

As placas do coletor solar (Fig. 42) foram fornecidas pela empresa Soletrol. A área de cada uma delas é de 1,92 m², o volume interno de aproximadamente 3,4 L e a eficiência nominal das mesmas, conforme certificação do INMETRO, é de 57,5 %. Estas placas foram testadas na fábrica, para suportar pressões de até 3,9 Bar, por isso, 75 °C seria, aproximadamente, a máxima temperatura que poderia ser atingida dentro do coletor solar se fosse utilizado isopentano como fluido térmico. Utilizando-se água, não haveria restrições quanto à temperatura, uma vez que a pressão de vapor da água dentro das placas do coletor nunca chegaria ao valor de 3,9 Bar.



Figura 42. Vista parcial das placas do coletor solar.

Na etapa de resfriamento, a válvula que bloqueiam o escoamento de vapor entre a caldeira e os reatores seria fechada, e a válvula que bloqueia o escoamento de fluido térmico entre estes e o condensador de fluido térmico, do tipo tubo e carcaça, seria aberta.

Parte do fluido térmico, anteriormente armazenado na carcaça do condensador escoaria por gravidade para a carcaça dos reatores, absorvendo calor destes, entrando em ebulição e fluindo em direção ao condensador. No condensador, o vapor do fluido térmico trocava calor com a água proveniente da caixa d'água, que estaria passando pelos tubos. O condensado retornaria por

gravidade aos reatores, repetindo este ciclo de vaporização/condensação, até que a temperatura nos reatores fosse semelhante à temperatura da água na saída do condensador de fluido térmico. O fluido térmico resfriado ficaria armazenado no condensador para que pudesse ser utilizado no resfriamento do outro par de reatores.

Um visor de nível foi instalado no condensador de fluido térmico para possibilitar a monitoração do nível deste no condensador, assegurando que houvesse fluido térmico suficiente para efetuar uma nova etapa de resfriamento.

No entanto, ao se optar por utilizar água no lugar do isopentano, alterou-se, conforme descrito a seguir, a maneira como o sistema foi aquecido e resfriado.

Na etapa de resfriamento a principal mudança foi a utilização da água proveniente de uma torre de resfriamento (Fig. 43) para resfriar os reatores. Não seria possível resfriar os reatores da maneira como havia sido descrito, quando se pretendia utilizar o isopentano com fluido térmico, pois se utilizando água, a linha do fluido térmico ficaria sob vácuo durante esta etapa do ciclo. Uma vez que o sistema não foi construído para ser estanque ao vácuo, o ar poderia contaminar o sistema e impedir o funcionamento do termosifão.



Figura 43. Torre de resfriamento de água.

Bombeou-se a água da torre em direção aos reatores e após trocar calor com estes, ela retornava à torre para ser resfriada e novamente bombeada aos reatores.

Na etapa de aquecimento, era necessário efetuar vácuo no sistema, utilizando uma bomba mecânica de vácuo, para que o ar que entrou no sistema junto com a água da torre de resfriamento fosse eliminado e não atrapalhasse o fluxo de vapor de água aos reatores. Antes de efetuar o vácuo, passava-se ar comprimido pela tubulação para retirar o excesso de água que pudesse ter ficado acumulado.

O vácuo feito por uma bomba de vácuo com capacidade para retirar 7 m³/h, durante cerca de 5 minutos, era suficiente para eliminar o ar que pudesse obstruir o funcionamento do termosifão na etapa de aquecimento. Este vácuo era refeito no início de cada etapa de aquecimento.

3.4.2 A Preparação do Protótipo para Realização dos Experimentos

3.4.2.1 Testes de Estanquidade e Eliminação de Vazamentos nas Linhas de Fluido Térmico e Refrigerante.

Na construção do protótipo decidiu-se utilizar conexões rosqueáveis devido à dificuldade de se realizar algumas soldas em locais pouco acessíveis e para permitir maior flexibilidade no posicionamento dos componentes do sistema. Cada trecho de tubulação montado teve sua estanquidade testada com nitrogênio ou ar comprimido. A pressão utilizada em nos testes da linha de fluido térmico foi de aproximadamente 11 Bar. Na linha de refrigerante, a pressão utilizada foi de aproximadamente 25 Bar.

Para se determinar se o trecho em teste estava estanque, enchia-se este trecho com gás até a pressão desejada. Se após 24 h, a pressão fosse aproximadamente a mesma, podia-se considerar o trecho como estanque.

Praticamente todos os trechos testados apresentaram vazamento nas roscas, e após muitas tentativas de se eliminar estes vazamentos, sem sucesso, decidiu-se que não seria seguro utilizar isopentano como fluido térmico e optou-se pela água. Na tubulação por onde escoaria o refrigerante não se podia substituir a amônia por um fluido de menor pressão de vapor. Resolveu-se então, soldar todas as conexões que permitissem solda.

Onde não foi possível realizar solda, utilizou-se uma pasta veda rosca à base de Teflon[®], especialmente desenvolvida para vedar conexões em altas pressões.

Apesar de se diminuir o número de conexões rosqueáveis e de se utilizar uma pasta veda rosca mais resistente a vazamentos, os vazamentos de amônia ainda apareciam de vez em quando e tiveram que ser reparados antes de se continuar os experimentos.

Para reparar os vazamentos, caso o vazamento fosse em uma solda, desmontava-se o trecho da linha onde ocorreu o vazamento e realizava-se a solda novamente. Caso o vazamento fosse em uma conexão rosqueável, desmontava-se essa conexão para que a mesma fosse limpa e conectada novamente ao sistema com uma nova camada de pasta veda rosca. Em alguns casos, onde o vazamento ocorreu em trechos da tubulação onde a desmontagem da conexão que apresentou vazamento implicaria na desmontagem de um grande trecho da tubulação, utilizou-se uma resina epóxi da Loctite[®], que agia como uma solda a frio sobre o vazamento.

Depois que o sistema já continha amônia, o aparecimento de vazamentos não detectados anteriormente era ainda mais crítico, pois era necessário retirar a amônia do protótipo antes de se efetuar a eliminação do vazamento.

3.4.2.2 Depuração do Leito Adsorativo

Antes de realizar os experimentos com o protótipo, efetuou-se uma depuração do carvão ativado contido nos reatores para se retirar a umidade e outras impurezas.

Os reatores foram aquecidos até a temperatura média do leito ficasse ao redor de 150°C. Mantiveram-se os reatores nesta condição por 20 horas, enquanto uma bomba de vácuo, com capacidade de aspirar no máximo 7 m³/h, succionava o vapor de água e outras impurezas. A pressão registrada pelo transdutor de pressão conectado a um dos reatores indicou 0,03 Bar durante praticamente todo período de 20 horas em que se mantiveram os reatores aquecidos e sob vácuo.

Se for considerado que o carvão continha uma umidade de 7,9 % e que foram colocados 35,0 kg de carvão ativado, necessitava-se retirar 2,8 kg de água. Sob uma pressão de 0,03 Bar e a uma temperatura de 150 °C, o volume específico do vapor de água é 65,1 m³/kg e portanto, se a

bomba de vácuo manteve sua capacidade de sucção durante toda as 20 horas, foi retirado do sistema 2,15 kg de água. O sistema levou aproximadamente duas horas e meia para atingir 120 °C e mais uma hora e meia para atingir a temperatura de 150 °C, se for considerado um volume específico médio de 32,5 m³/kg entre as temperaturas 30 °C e 150 °C com uma pressão de 0,05 Bar, neste período retirou-se mais 0,86 kg de água, totalizando cerca de 3 kg de água e portanto, toda a água contida no carvão poderia ter sido retirada.

Por precaução, seria preferível manter o sistema aquecido por mais algumas horas, entretanto, este procedimento para depuração do adsorvente já havia sido efetuado três vezes anteriormente, com a temperatura do sistema mantida a 150°C por cerca de 24 horas, ao invés de 20 horas, e todas as vezes, ao final do processo depurativo, quando se colocou amônia dentro dos reatores, constatou-se a presença de vazamento de amônia. Para tentar minimizar o efeito do aquecimento prolongado na estanquidade do sistema, reduziu-se o tempo no qual o reator foi mantido a 150°C para 20 horas. Mesmo assim, depois de alguns ensaios exploratórios com o protótipo, um reator apresentou vazamento em duas conexões onde estavam instalados sensores de temperatura.

Para se reparar este vazamento, retirou-se apenas parcialmente a amônia deste reator, para que não fosse necessário realizar uma nova depuração do sistema. A amônia foi retirada deste reator até que a pressão no seu interior ficasse praticamente igual à pressão atmosférica. Colocou-se uma massa epóxi da Loctite[®] ao redor da conexão que apresentava vazamento. Foi necessário recolocar massa ao redor da conexão mais três vezes. Isto foi necessário, pois como a pressão no interior do reator não era igual à pressão fora do reator, um pouco de amônia escapava pelo vazamento e comprometia a cura da massa epóxi.

3.4.3 O Planejamento dos Ensaios

Os ensaios com o protótipo foram planejados de maneira que se pudesse verificar qual é o apenas o efeito da variação da temperatura de geração, $T_{Ger.}$, na potência de refrigeração específica útil, PREU, e no C.O.P. do protótipo, utilizando-se cada tipo de ciclo. O procedimento para determinação dos efeitos foi semelhante daquele descrito no sub item **2.3.7.2**.

Decidiu-se variar a $T_{Ger.}$ dos ensaios com o protótipo, pois nos ensaios com simulação numérica, descritos no Capítulo 2, esta foi a variável que apresentou maior efeito sobre a PREU e sobre o C.O.P..

O efeito do tipo de ciclo foi estudado porque nos experimentos com simulação numérica, verificou-se que cada tipo de ciclo produzia uma maior PREU e C.O.P., dependendo do nível da temperatura de geração.

O efeito principal da $T_{Ger.}$ e do tipo de ciclo (variáveis independentes) sobre o C.O.P. e sobre a PREU (variáveis respostas) foram calculados conforme a (Eq. 48). Na Tab. 10 são apresentadas as variáveis independentes nos níveis inferior e superior.

Tabela 10. Variáveis independentes nos experimentos com o protótipo.

Variável	Nível inferior [-1]	Nível Superior [+1]
$T_{Ger.}$	85°C	115°C
Tipo de Ciclo	CRV	CDE/RV
	CRV	CC
	CDE/RV	CC

3.4.4 Procedimento para Operação do Protótipo para Realização dos Experimentos

3.4.4.1 A Realização dos Experimentos Utilizando a Caldeira como Fonte de Energia

Os experimentos utilizando o gerador elétrico de vapor foram realizados sempre seguindo os mesmos procedimentos e variaram apenas em relação ao tipo de ciclo estudado e a temperatura de geração do leito adsorativo.

Primeiramente, fornecia-se calor para aquecimento e dessorção do leito adsorativo dos reatores Norte. Quando a temperatura média entre os quatro sensores posicionados no leito era semelhante à temperatura de geração estipulada para o experimento, cessava-se o fornecimento de energia a estes reatores e a dessorção de refrigerante para o condensador. Se o ciclo estudado

tivesse recuperação de vapor de refrigerante, realizava-se esta operação antes de começar a etapa de resfriamento e adsorção nos reatores Norte. Utilizava-se água proveniente de uma torre de resfriamento para resfriar os reatores Norte e retirar o calor de adsorção. Conforme os reatores Norte se resfriavam e voltavam à condição inicial, o refrigerante contido no evaporador se vaporizava, provocando o efeito frigorífico, e era adsorvido pelo leito destes reatores. Simultaneamente ao resfriamento dos reatores Norte, ocorria o aquecimento dos reatores Sul e a dessorção de refrigerante para o condensador.

Se o tipo de ciclo estudado fosse o convencional, CC, ou aquele com recuperação de vapor, CRV, ambos os reatores Norte adsorviam refrigerante do evaporador e ambos os reatores Sul dessorviam refrigerante para o condensador. Se o tipo de ciclo estudado fosse aquele em duplo estágio com recuperação de vapor, CDE/RV, apenas o reator SE dessorvia para o condensador e apenas o reator NW adsorvia refrigerante do evaporador, enquanto o reator NE adsorvia refrigerante do reator SW. Quando a temperatura média dos quatro sensores posicionados no leito dos reatores Sul igualava-se à temperatura de geração estipulada para aquele experimento, interrompia-se o fornecimento de energia para estes reatores e concluía-se o resfriamento dos reatores Norte, pondo fim ao processo de dessorção e o processo de adsorção, respectivamente. Se o ciclo estudado tivesse recuperação de vapor de refrigerante, realizava-se esta operação antes de começar a etapa de resfriamento e adsorção nos reatores Sul e aquecimento e dessorção nos reatores Norte.

Antes de se iniciar uma nova etapa de resfriamento dos reatores, com processo de adsorção, determinava-se a quantidade de gelo formada nos evaporadores, a temperatura final da água residual, e a variação do nível de refrigerante no visor de nível do evaporador.

Durante a etapa de aquecimento com processo de dessorção, o fluido térmico condensado na carcaça dos reatores era armazenado em um reservatório (**RE** e **RW** na Fig. 25) para que, medindo-se a variação do nível de fluido térmico neste reservatório, fosse possível determinar a massa de água e conseqüentemente a energia utilizada no aquecimento dos reatores e no processo de dessorção.

Os procedimentos detalhados para a operação do protótipo e realização dos experimentos estão descritos no Apêndice V.

3.4.4.2 A Realização dos Experimentos Utilizando o Coletor Solar como Fonte de Energia

Para se utilizar o coletor solar como fonte de energia aos reatores, primeiramente fazia-se vácuo na tubulação por onde circulava o fluido térmico, para que a pressão parcial do ar contido na tubulação não interferisse na produção de vapor de água em temperaturas inferiores a 100 °C. Quando a temperatura do sensor de temperatura na saída do coletor solar indicasse 85°C, seria aberta a válvula que bloqueava o escoamento de vapor do coletor para os reatores e estes seriam aquecidos de maneira semelhante àquela quando os reatores foram aquecidos por vapor proveniente da caldeira, com a diferença que após o volume de condensado ser determinado, utilizando-se os visores de nível dos reservatórios **RE** e **RW** (Fig. 25), o condensado retornaria por gravidade aos coletores e não à caldeira. Os demais procedimentos para operação do sistema seriam semelhantes àqueles quando a caldeira fosse utilizada para geração de vapor.

3.4.5 Procedimentos para Análise dos Experimentos

Em todos os experimentos válidos, realizaram-se continuamente três ciclos do sistema. Um ciclo do sistema era constituído por um ciclo dos reatores Norte (uma etapa de dessorção e uma etapa de adsorção) e um ciclo dos reatores Sul. A duração do ciclo foi considerada como o tempo para ocorrer a adsorção nos reatores Norte, mais o tempo para ocorrer a adsorção nos reatores Sul, e mais o tempo da recuperação de vapor, quando se utilizasse este procedimento. Desconsiderou-se o tempo de dessorção nos reatores Sul no cálculo do tempo do ciclo, pois isto ocorria durante a adsorção nos reatores Norte. Pelo mesmo motivo desconsiderou-se o tempo de dessorção nos reatores Norte.

Na determinação das variáveis respostas Potência de Refrigeração Útil, PRU, Potência de Refrigeração Específica Útil, PREU, Capacidade de Refrigeração Máxima, CR, Capacidade de Refrigeração Útil, CRU, e C.O.P. do protótipo, desconsiderou-se o primeiro ciclo e considerou-se a variável resposta final como uma média entre a variável resposta obtida no segundo e terceiro ciclo de cada experimento.

Decidiu-se desconsiderar o primeiro ciclo de todos os experimentos, pois os ciclos com recuperação de vapor e em duplo estágio com recuperação de vapor começam apresentar comportamento aproximadamente periódico, só após a realização do primeiro ciclo.

Para se determinar a PRU e a PREU calculou-se a capacidade de refrigeração útil, CRU, através da seguinte equação:

$$CRU = M_{Gelo} \left(\hat{H}_{Sol.} + Cp_{Gelo} (T_{Ref.} - T_{Gelo}) \right) + Cp_{Água} \left(M_c (T_c - T_{Ref.}) + M_b (T_b - T_{Ref.}) - M_a (T_a - T_{Ref.}) \right) \quad (57)$$

onde:

- ‘a’ refere-se à condição da água residual do processo de produção de gelo da etapa de evaporação anterior. Na primeira adsorção dos reatores Norte este termo da equação era nulo;
- ‘b’ refere-se à condição da água a temperatura ambiente que foi colocada para completar a massa de gelo descartado, produzido na etapa de evaporação anterior. Na primeira adsorção dos reatores Norte este termo da equação refere-se à condição da água a temperatura ambiente que foi colocada para iniciar a produção de gelo;
- ‘c’ refere-se à condição da água residual do processo de produção de gelo no final da etapa de evaporação;
- O valor de M_{Gelo} foi obtido pesando-se o gelo produzido após cada etapa de adsorção;
- O valor de $\hat{H}_{Sol.}$ é 331,4 kJ/kg;
- O valor de $M_{a,b,c}$ foi obtido pesando-se a água nas condições ‘a’, ‘b’ e ‘c’;
- O valor de T_a foi considerado como sendo uma média dos valores medidos pelo sensor de temperatura, durante o primeiro minuto após a água fria residual do processo de produção de gelo ser colocada no reservatório de armazenamento;
- O valor de T_b foi considerado como sendo uma média dos valores medidos, durante um minuto, pelo sensor de temperatura colocado em um becker contendo uma amostra da água a temperatura ambiente colocada na embalagem de PEBD;
- O valor de T_c foi considerado como sendo uma média dos valores medidos pelo sensor de temperatura contido no reservatório de armazenamento, durante o último minuto antes da água fria ser retirada deste reservatório e colocada na embalagem de PEBD;
- $T_{Ref.}$ é 273,15 K;

- T_{Gelo} é a temperatura final do gelo. Esta temperatura foi obtida considerando-se uma média entre a temperatura no interior do evaporador e a temperatura do lado externo da camada de gelo.

Os dados para a utilização da Eq. 57 foram obtidos no final da etapa de adsorção dos reatores Norte e Sul. Somaram-se os valores da CRU referente aos reatores Norte aos da CRU referente aos reatores Sul para se obter a CRU do sistema, em cada ciclo. A CRU média do sistema foi considerada como a média entre as CRU do segundo e terceiro ciclo.

A PRU é a razão entre a CRU e o tempo do ciclo e a PREU é a razão entre a PRU e a massa de carvão anidro total do sistema. Calculou-se a PRU e a PREU para cada ciclo. A PRU e a PREU médias do sistema foram consideradas como sendo as médias entre os valores de cada uma destas variáveis no segundo e terceiro ciclo.

O C.O.P. foi calculado como sendo a razão entre a CR e a energia total que foi utilizada na etapa de aquecimento com processo de dessorção no leito dos reatores.

Para se obter a energia utilizada na etapa de aquecimento do leito adsorativo, primeiramente determinava-se a massa de vapor utilizada no aquecimento dos reatores utilizando-se os seguintes procedimentos:

1. Media-se a variação da altura da coluna de líquido no visor de nível dos reservatórios **RW** e **RE** (Fig. 25) que coletavam o condensado do vapor utilizado para aquecer os reatores e obtinha-se o volume do condensado pela Eq. 58. Esta medição poderia ocorrer mais de uma vez durante cada uma das duas etapas de aquecimento que ocorriam em um ciclo (aquecimento dos reatores Norte e aquecimento dos reatores Sul), se o volume condensado fosse superior à capacidade dos reservatórios.
2. Multiplicava-se o volume de condensado pela densidade da água com temperatura T' , e obtinha-se a massa de vapor utilizada no aquecimento dos reatores.

$$V_{Med.} = \frac{Z_{Med.} V_{Re serv.}}{Z_{Re serv.}} \quad (58)$$

onde:

- $V_{Reserv.}$ é o volume do reservatório, [L].

- $Z_{Med.}$ é a variação do nível de fluido térmico no reservatório **RE** ou **NW**, [cm].
- $Z_{Reserv.}$ é a altura do reservatório, [cm].

A temperatura T' era a temperatura da água dentro do visor de nível que foi considerada como uma média entre a temperatura no interior do reservatório e a temperatura do ar. A temperatura no interior do reservatório era medida com uma termoresistência do tipo Pt100, inserida a aproximadamente 1/3 da altura do reservatório. A temperatura do ar era medida por um sensor de temperatura colocado a aproximadamente 1 m dos reservatórios de nível.

Como após o primeiro ciclo, antes da etapa de aquecimento dos reatores, circulou-se água pela linha de fluido térmico, decidiu-se determinar o volume residual de água na tubulação, pois este volume poderia interferir na mediação do volume do condensado na etapa de aquecimento.

Para realizar esta determinação, mediu-se altura da coluna de água no visor de nível dos reservatórios, circulou-se água pela linha de fluido térmico, interrompeu-se a passagem de água e colocou-se ar comprimido na linha, durante cerca de 5 minutos, para retirar o excesso de água. Abriu-se a válvula que bloqueava o escoamento de fluido para o interior dos reservatórios **RE** e **RW** e mediu-se novamente a altura da coluna de água no visor de nível. Realizou-se este procedimento 4 vezes, em dias distintos. Em duas das vezes, determinou-se o volume residual, expresso em diferença de altura de coluna de água, nos reatores **Sul** e nas outras duas, nos reatores **Norte**. O valor médio da diferença da altura de coluna de água proveniente do excesso de água na tubulação foi subtraído da variação da altura de coluna de água na primeira determinação de volume de condensado, portanto a Eq. 58 para a primeira determinação de volume de cada ciclo ficava:

$$V_{Med.} = \frac{(Z_{Med.} - Z_{Res.})V_{Reserv.}}{Z_{Reserv.}} \quad (59)$$

Uma vez determinada a massa de vapor condensada no sistema, utilizava-se a Eq. 60 para determinar a energia utilizada para aquecer cada um dos reatores até a temperatura de geração pré-determinada:

$$E_{Aq.} = \sum_{j=1}^{N_j} \frac{M_{Med.j}}{N_{j,i}} \sum_{i=1}^{N_{j,i}} \left(\hat{H}_{vl} + Cp(T_{Vapor} - T_{Saída.Reat}) \right)_i \quad (60)$$

onde:

- $M_{Med.j}$ é a massa de condensado referente a cada uma das vezes em que se mediu o volume do condensado durante cada uma das duas etapas de aquecimento dos reatores, que ocorriam em cada ciclo, [kg];
- N_j é o número de vezes que se determinou o volume do condensado durante cada uma das duas etapas de aquecimento dos reatores, que ocorriam em cada ciclo;
- j é cada uma das medições de volume condensado durante cada uma das duas etapas de aquecimento dos reatores, que ocorriam em cada ciclo;
- $N_{j,i}$ é o número de vezes que o sistema de aquisição de dados coletou informações sobre a temperatura do vapor e sobre a temperatura do condensado na saída do reator durante cada um dos períodos em que houve acúmulo de condensado nos reservatórios **RE** e **RW** (Fig. 25);
- i é cada uma das vezes que o sistema de aquisição de dados coletou informações sobre a temperatura do vapor e sobre a temperatura do condensado na saída do reator durante cada um dos períodos em que houve acúmulo de condensado nos reservatórios **RE** e **RW**;
- \hat{H}_{lv} é a entalpia média de mudança de fase vapor-líquido durante cada medição de volume condensado, [kJ/kg];
- T_{Vapor} é a temperatura do vapor, medida por um sensor localizado no interior do gerador de vapor, [K];
- $T_{Saída.Reat.}$ é a temperatura do condensado na saída de cada um dos reatores, [K].

Para se determinar a energia total utilizada durante cada ciclo do sistema, $E_{AqTotal}$, somou-se o valor de $E_{Aq.}$ dos dois reatores Norte e dos dois reatores Sul.

A capacidade de refrigeração máxima, CR é calculada multiplicando-se a entalpia de vaporização da amônia pela massa de amônia adsorvida. Esta massa adsorvida pode ser calculada de duas formas. Em uma delas, utiliza-se a equação de D-A para adsorção em microporos (Eq. 6),

e os valores de temperatura e pressão no leito adsorativo, e na outra, mede-se a variação da altura da coluna de líquido no visor de nível instalado no evaporador e calcula-se a massa de refrigerante adsorvido utilizando-se procedimentos semelhantes àqueles utilizados para obter-se massa de vapor de água condensado nos reatores.

Conforme será explicado adiante, o cálculo da massa adsorvida, em cada um dos métodos, produziu diferentes resultados, e levando-se em consideração as possíveis explicações para essas diferenças, decidiu-se calcular a CR a partir da massa adsorvida obtida pela variação do nível do refrigerante no evaporador.

3.5 RESULTADOS

Realizou-se experimentos com o protótipo para se determinar a capacidade de refrigeração, CR máxima, a capacidade de refrigeração útil, CRU, a potência de refrigeração útil, PRU, potência de refrigeração específica útil, PREU, e o C.O.P.. Os experimentos foram realizados com os três tipos de ciclo descrito, e em dois níveis de temperatura de geração (85 °C e 115°C), com exceção dos experimentos utilizando o ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor, que foi estudado também, em um terceiro nível de temperatura de geração (75°C). Outros sete experimentos foram realizados, inclusive um ensaio utilizando o coletor solar como gerador de vapor, mas seus resultados não puderam ser aproveitados, pois eram apenas ensaios exploratórios onde não se dispunha de toda a instrumentação necessária para a coleta de dados, ou porque o ensaio precisou ser interrompido devido a algum problema técnico no protótipo.

3.5.1 Experimentos Utilizando a Caldeira como Fonte de Energia

De um modo geral, conforme se pode observar pelas Tabs. 11, 12 e 13, os experimentos indicaram que o protótipo possui uma baixa Potência de Refrigeração Específica Útil, PREU, embora no caso dos experimentos com o CC, os valor foram compatível com valores apresentados na literatura (Tamainot-Telto, 1997; Wang *et al.*, 1998).

A baixa PREU do protótipo pode ser explicada, em parte, pela baixa eficiência de produção de gelo do evaporador, definida como a razão entre a capacidade de refrigeração útil, CRU, pela capacidade de refrigeração máxima, CR, e pelas baixas $T_{Ger.}$ utilizadas, uma vez que os ensaios com o modelo matemático já indicavam que esta variável tem grande influência na PREU do sistema.

Tabela 11. Resultado dos experimentos com o protótipo operando o ciclo convencional.

$T_{Ger.}$	PRU	PREU	CRU	CR	Gelo	Ciclo	C.O.P.	PFT
[°C]	[W]	[W/kg]	[kJ]	[kJ]	[kg/Ciclo]	[Minutos]		[W]
85	210	6,5	568	958	1,3	45	0,06	5.900
115	161	5,0	975	1.699	2,3	101	0,06	3.900

Tabela 12. Resultado dos experimentos com o protótipo operando o ciclo com recuperação de vapor.

T _{Ger.}	PRU	PREU	CRU	CR	Gelo	Ciclo	C.O.P.	PFT
[°C]	[W]	[W/kg]	[kJ]	[kJ]	[kg/Ciclo]	[Minutos]		[W]
85	162	5,0	615	1.140	1,3	63	0,08	4.700
115	224	7,0	1.259	2.410	2,9	94	0,10	4.100

Tabela 13. Resultado dos experimentos com o protótipo operando o ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor.

T _{Ger.}	PRU	PREU	CRU	CR	Gelo	Ciclo	C.O.P.	PFT
[°C]	[W]	[W/kg]	[kJ]	[kJ]	[kg/Ciclo]	[Minutos]		(W)
75	205	6,4	457	799	1,1	37	0,08	6.300
85	260	8,1	850	1.331	1,9	55	0,08	6.600
115	161	5,0	1.216	2.277	2,7	126	0,08	3.900

Conforme foi mencionado no sub item **3.4.5**, há duas maneiras de se obter a massa de refrigerante adsorvida no protótipo. Em uma delas, utiliza-se a equação de D-A para adsorção em microporos (Eq. 6), e os valores de temperatura e pressão no leito adsorativo, e na outra, mede-se a variação da altura da coluna de refrigerante líquido no visor de nível instalado no evaporador e calcula-se a massa de refrigerante adsorvido utilizando-se procedimentos semelhantes àqueles utilizados para obter-se massa de vapor de água condensada nos reatores.

Analisando-se a Tab. **Erro! Vínculo não válido.**, percebe-se que os dois métodos produziram resultado diferentes, sendo que a massa adsorvida estimada pela equação D-A foi sempre maior que a massa determinada pela variação do nível de refrigerante no evaporador.

A diferença entre a massa adsorvida estimada pela equação de D-A e aquela obtida pela observação da variação do nível de refrigerante no evaporador pode ser provavelmente explicada pelo acúmulo de refrigerante na tubulação do protótipo, pela resistência à difusão de refrigerante no leito adsorativo e pela depuração insuficiente deste leito.

Sugeriu-se a hipótese do acúmulo de refrigerante na tubulação na etapa de dessorção, pois a diferença entre a massa adsorvida calculada pelos dois métodos foi maior nos experimentos utilizando o CC e o CRV que nos experimentos utilizando o CDE/RV. Essas diferenças foram em média 0,64 kg, 0,23 kg e 0,13 kg quando se utilizou o CC, o CRV e o CDE/RV, respectivamente.

Se esta hipótese for verdadeira, havia menos refrigerante no evaporador, do que era de se esperar, caso o refrigerante não ficasse acumulado na tubulação, e como consequência, a carga térmica retirada no evaporador foi menor, resultando em uma diminuição da PREU.

Tabela 14. Massa adsorvida média no experimentos com o protótipo, obtida pela variação do nível de refrigerante no evaporador e estimada pela equação de D-A.

Tipo de Ciclo	T _{Ger.}	Experimental	Calculado (Eq. D-A)	Diferença
	[°C]	[kg]	[kg]	[kg]
CRV/DE	75	0,57	0,65	0,08
CRV/DE	85	0,95	1,07	0,12
CRV/DE	115	1,72	1,90	0,18
CRV	85	0,86	1,13	0,27
CRV	115	1,83	2,01	0,19
CC	85	0,78	1,42	0,65
CC	115	1,31	1,94	0,63

Como nos experimentos com o CC e o CRV, havia dois reatores dessorvendo para o condensador, sendo que o refrigerante que saía de qualquer um dos reatores, situados à oeste, tinha que percorrer um trecho de tubulação, com passagens em desnível, até chegar ao condensador, parte do refrigerante dessorvido poderia ter condensado nesta tubulação, diminuindo a massa dessorvida. Na etapa de adsorção, os reatores adsorveriam este refrigerante da tubulação, diminuindo a quantidade de refrigerante que foi realmente adsorvido do evaporador.

Nos experimentos com o CRV, a diferença entre a massa obtida pelos dois métodos foi menor que nos experimentos com o CC, porque durante a etapa de recuperação de vapor, os reatores poderiam ter adsorvido parte deste refrigerante que condensou na tubulação, e quando se iniciava a etapa de adsorção, havia menos refrigerante na tubulação para ser adsorvido, e reduzir a adsorção de refrigerante do evaporador.

A hipótese sobre a resistência à difusão de refrigerante no interior das partículas de adsorvente foi sugerida pois, se a difusividade de refrigerante interferiu na cinética de sorção, tem que se considerar uma situação onde não ocorreu o equilíbrio pressão-temperatura-concentração mássica (P-T-X), conforme previsto na equação de Dubinin-Astakhov.

Se a difusividade do refrigerante no leito for relevante no processo de sorção, a concentração mássica de refrigerante no leito no final do processo de dessorção ou adsorção não pode ser calculada apenas utilizando a equação D-A, e sim, deve-se considerar uma situação de não equilíbrio P-T-X, onde a taxa de sorção é descrita, de acordo com Sakoda e Suzuki (1984), pela Eq. 61.

$$\frac{dX^*}{dt} = k_s a_p (X - X^*) \quad (61)$$

onde:

- X^* é a concentração mássica de refrigerante fora do equilíbrio P-T-X, [kg_{Refrig.}/kg_{Adsorv.}];
- $K_s a_p$ é o coeficiente global de transferência de massa, [s⁻¹].

Tamainot-Telto e Critoph (1997) em experimentos utilizando um sistema de refrigeração por adsorção de amônia em carvão ativado também observaram uma diferença entre a massa adsorvida de amônia medida por um sensor capacitivo e aquela obtida pela equação de Dubinin-Astakhov e atribuíram essa diferença a um provável erro no sensor, todavia, Passos (1986) cita um trabalho não publicado do pesquisador J. J. Guilleminot, onde este autor menciona que na adsorção de metanol em carvão ativado, a cinética de sorção é afetada pela difusividade do leito se a potência de aquecimento do leito for maior que 50 W/kg.

Analisando-se os dados encontrados na literatura, não foi possível concluir se no caso dos experimentos realizados (adsorção de amônia em carvão ativado e potência de aquecimento do leito de aproximadamente 330 W/kg_{C.A.}) é possível desconsiderar o efeito da difusividade de refrigerante no leito sobre a cinética de sorção e conseqüentemente sobre o equilíbrio P-T-X.

A terceira hipótese para explicar a diferença entre os valores de massa adsorvida obtida pelos dois métodos refere-se à depuração insuficiente do leito adsorativo. Se a bomba de vácuo succionou uma quantidade de vapor menor que 7 m³/h (que é a capacidade nominal da bomba), o tempo de depuração utilizado não foi suficiente para eliminar toda a água e outras impurezas presente no carvão e essas impurezas podem ter influenciado no equilíbrio termodinâmico entre o refrigerante e o leito.

Como nenhuma das três hipóteses explicaria sozinha a diferença entre a massa adsorvida obtida pelos dois métodos, considerou-se que é necessário considerar as três hipóteses simultaneamente para explicar as diferenças encontradas. Na avaliação do protótipo, foi considerado como massa adsorvida, aquela obtida pela variação do nível no evaporador, uma vez que foi essa a massa de amônia evaporada que ocasionou o efeito frigorífico. A CR e conseqüentemente o C.O.P. foram calculados a partir desta massa adsorvida.

No caso do cálculo da energia utilizada pelo leito na etapa de dessorção, considerou-se uma média entre os valores obtidos quando se considerou a massa obtida pela equação de D-A e aquela obtida pela variação do nível de refrigerante no evaporador, pois não se sabe ao certo quanto de massa foi realmente dessorvida e consumiu energia na etapa de dessorção, e o valor médio oferece uma estimativa deste valor.

O C.O.P. do protótipo também foi baixo provavelmente devido às baixas temperaturas de geração, $T_{Ger.}$, utilizadas nos ensaios, pela quantidade de material inerte (metal) que tinha que ser aquecido junto ao leito adsorativo, pela entalpia de dessorção (aproximadamente 1.500 kJ/kg) e pelo fato de, apesar de se consumir uma certa quantidade de energia para promover a dessorção de refrigerante, talvez nem todo esse refrigerante tenha chegado ao evaporador para contribuir na capacidade de refrigeração do protótipo, conforme a primeira hipótese sugerida para explicar a diferença entre a massa adsorvida medida pela variação do nível de refrigerante no evaporador e aquela estimada pela equação D-A.

A maior Potência de Refrigeração Útil, PRU, do protótipo, com produção de aproximadamente 2 kg de gelo por hora, foi obtida no experimento que utilizou o ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor, CDE/RV, $T_{Ger.}$ de 85°C e potência de fornecimento de calor aos reatores, PFT, de 6.600 W. O maior C.O.P. foi obtido utilizando-se ciclo com recuperação de vapor, CRV, e $T_{Ger.}$ de 115°C. Os menores C.O.P. foram obtidos, conforme verificado nos experimentos com simulação numérica, utilizando-se o ciclo convencional, CC, com qualquer uma das $T_{Ger.}$.

Quando se consideram apenas os experimentos com $T_{Ger.}$ de 115°C, a maior PRU foi obtida no experimento com CRV. Nas Figs. 44 e 45 pode se ver o gelo produzido pelo protótipo após ser retirado do evaporador.

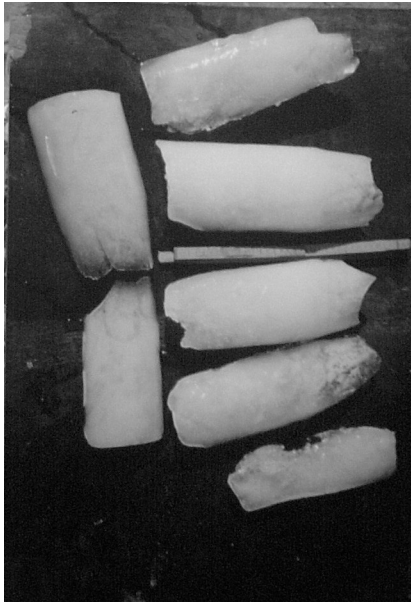


Figura 44. Gelo produzido pelo protótipo.



Figura 45. Gelo produzido pelo protótipo no interior da embalagem de PEBD.

A utilização do CDE/RV com $T_{\text{Ger.}}$ de 85 °C produziu uma PRU um pouco maior que aquela obtida com a utilização do CRV com $T_{\text{Ger.}}$ de 115 °C, apesar da capacidade de refrigeração útil, CRU, obtida quando se utilizou o CRV ter sido aproximadamente 50 % maior que aquela obtida com a utilização do CRDE/RV (1.259 kJ e 849 kJ, respectivamente). A PRU obtida com a utilização do CRV pode ter sido inferior aquela obtida pela utilização do CDE/RV porque o tempo de ciclo, quando se utilizou aquele tipo de ciclo, foi 70 % maior que o tempo de ciclo do experimento com o CDE/RV. A duração do ciclo quando se utilizou o CRV com $T_{\text{Ger.}}$ de 115 °C poderia ter sido reduzida caso a caldeira tivesse conseguido manter um fornecimento de vapor constante.

A potência de fornecimento de calor, PFT, variou de um experimento para outro, pois apesar da resistência elétrica fornecer uma potência de aquecimento do fluido térmico constante, no início do aquecimento havia um “flash” de vapor a 145 °C que carregava consigo uma grande energia acumulada. Logo após este “flash” a temperatura do vapor caía para cerca de 80 °C, mantendo-se próxima a este valor.

Conforme a temperatura do leito se aproximava deste valor, a temperatura do vapor começava a se elevar acompanhando o aumento da temperatura do leito. Além disso, conforme o condensado retornava à caldeira, parte da energia fornecida pelas resistências elétricas era utilizada para aquecer novamente o condensado. Todos os experimentos foram iniciados com a temperatura no interior do gerador de vapor igual a 145°C porque durante ensaios exploratórios com o protótipo, averiguou-se que mesmo desligando-se a resistência do gerador de vapor, após se atingir a $T_{Ger.}$ de 115 °C, a temperatura no seu interior continuava aumentando, e ao se iniciar uma nova etapa de aquecimento, essa temperatura era próxima de 145 °C. Para que houvesse uma padronização na condição em que os experimentos eram realizados, mesmo nos experimentos cuja $T_{Ger.}$ era menor que 115 °C, aqueceu-se o fluido no interior do gerador de vapor até 145 °C antes de iniciar uma etapa de aquecimento dos reatores.

Pode-se perceber, comparando as variações de energia fornecida aos reatores nas etapas de aquecimento do leito com dessorção de refrigerante (Fig. 46), que o “flash” de vapor inicial contribui para a redução do tempo do ciclo com menor $T_{Ger.}$, pois a energia fornecida durante o “flash” corresponde a uma fração maior da energia total consumida pelos reatores.

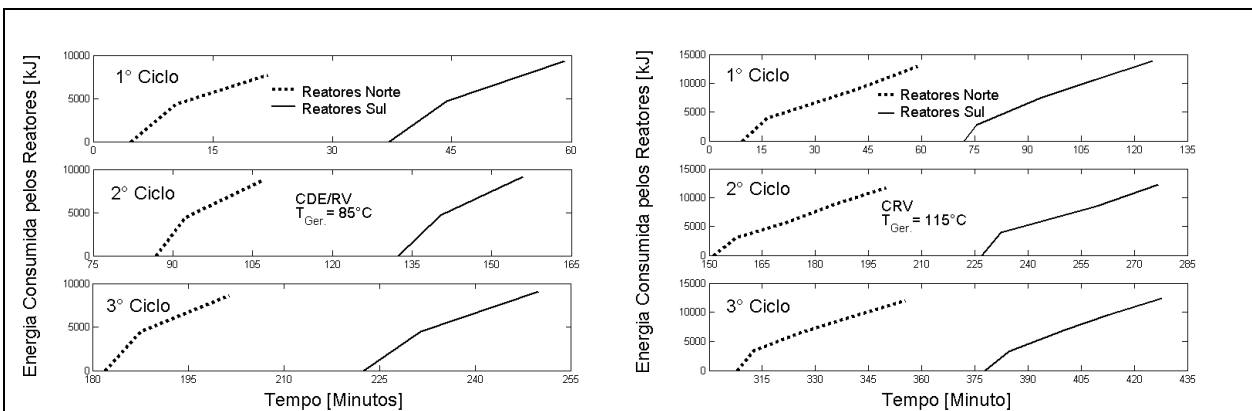


Figura 46. Variação do fornecimento de energia aos reatores.

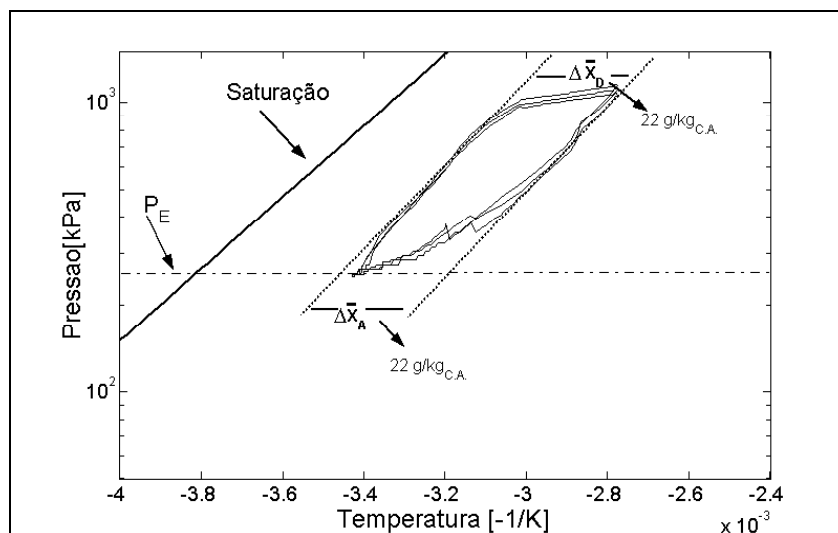
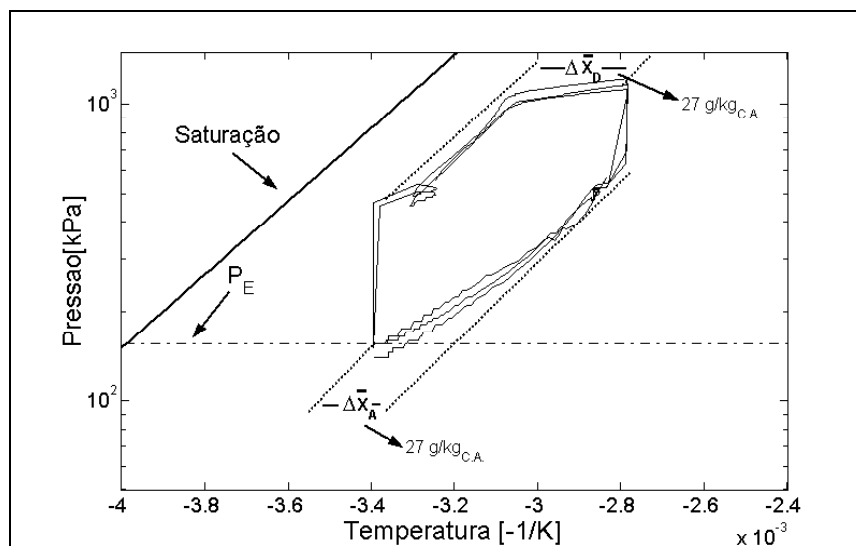
Quando a $T_{Ger.}$ é de 115°C, as capacidades de refrigeração útil, CRU, do protótipo operando o CRV ou o CDE/RV são semelhantes e cerca de 30 % maior que aquela obtida com a utilização do CC. No entanto, como o tempo do ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor é maior que o tempo do ciclo sem recuperação de vapor, a PRU obtida com a utilização do CDE/RV foi semelhante à PRU obtida com a utilização do CC.

Apesar da potência de fornecimento de energia, PFT, ter sido de 3.900 W nos experimentos com CC e CDE/RV e $T_{Ger.}$ de 115°C, o tempo do ciclo quando se utilizou o CDE/RV foi maior porque este tipo de ciclo consumiu mais energia, principalmente devido à energia consumida para promover a dessorção de refrigerante no duplo estágio, e porque neste ciclo havia duas etapas de recuperação de vapor que juntas, prolongaram o tempo do ciclo em cerca de 10 minutos.

O evaporador possuía uma pequena área de troca térmica (0,09 m²) e uma pequena superfície para formação de vapor (0,006 m²) que ocasionaram uma redução da pressão e temperatura de evaporação, tanto menor fosse a concentração inicial de refrigerante no leito adsorativo no início da etapa de adsorção. Como a concentração final de refrigerante no leito é função da pressão no leito, a diminuição da pressão de evaporação ocasiona uma redução da concentração de refrigerante no leito, que diminui ou quase anula o efeito da recuperação de vapor. Outro problema relacionado com a pequena área de transferência de calor entre o refrigerante e a água utilizada para a produção de gelo, foi a baixa eficiência de produção de gelo no evaporador. A CRU foi cerca de 57 % da CR, indicando que se fosse incrementada a transferência de calor entre o evaporador e a água, seria possível, quase dobrar a potência de refrigeração útil.

Devido à recuperação de vapor, nos experimentos com o CRV, a concentração de refrigerante no leito no início da etapa de adsorção era menor que nos experimentos com o CC. Considerando-se os experimentos com $T_{Ger.}$ de 85 °C, a redução da pressão de evaporação quando se utilizou o CRV reduziu a concentração de refrigerante no leito no final da etapa de adsorção, tornando a massa adsorvida e conseqüentemente a capacidade de refrigeração obtida neste experimento semelhante àquela obtida no experimento com o CC. Nas Figs. 47 e 48 pode-se ver a variação de temperatura, pressão e concentração mássica de refrigerante no leito durante os experimentos com o CC e o CRV, respectivamente.

Uma vez que os tempos de dessorção e de adsorção, quando se utilizou o CRV e o CC, foram semelhantes, porém o tempo total do ciclo quando se utilizou o CRV inclui o tempo da recuperação de vapor, a PRU obtida quando se utilizou este tipo de ciclo foi menor que aquela obtida quando se utilizou o CC.


 Figura 47. Diagrama de Clapeyron para os reatores Sul no experimento com o CC e $T_{Ger.}$ de 85°C.

 Figura 48. Diagrama de Clapeyron para os reatores Sul no experimento com o CRV e $T_{Ger.}$ de 85°C.

Considerando-se a $T_{Ger.}$ de 115 °C, a massa adsorvida e conseqüentemente a PRU obtida, quando se utilizou o CRV, poderia ter sido maior, caso a pressão e a temperatura de evaporação não tivesse atingido valores tão baixos, provavelmente devido aos problemas do evaporador, mencionados anteriormente. Na Tab. 15 pode-se ver a temperatura no interior do evaporador na final etapa de adsorção.

Tabela 15. Temperatura média no evaporador no final da etapa de adsorção.

Tipo de Ciclo	$T_{Ger.}$	Temperatura (1° Ciclo)	Temperatura (2° Ciclo)	Temperatura (3° Ciclo)
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
CC	85	-12,9	-12,1	-12,4
CC	115	-17,7	-17,9	-17,5
CRV	85	-17,8	-17,6	-16,5
CRV	115	-25,0	-26,9	-27,7
CDE/RV	75	-10,3	-14,7	-15,5
CDE/RV	85	-11,2	-14,3	-14,6
CDE/RV	115	-11,0	-14,9	-16,5

No apêndice VI são apresentados os diagramas de Clapeyron para os reatores Norte nos experimentos com o CC e o CRV, para os reatores NW e SE nos experimentos com o CDE/RV e os diagramas relativos ao experimento com CDE/RV e $T_{Ger.}$ de 75 °C.

Em todos os diagramas de Clapeyron apresentados, a temperatura do leito foi considerada como uma média entre as temperaturas medidas pelos quatro sensores inseridos no leito adsorativo. O desvio padrão desta média foi maior no início da etapa de resfriamento dos reatores Norte, e atingia valores próximos de 15 K, nos primeiros cinco minutos desta etapa. Estes valores se reduziam para cerca de 5 K, quinze minutos após o início da etapa de resfriamento. Nos reatores Sul, este desvio foi menor e atingia valores próximos de 5 K nos primeiros cinco minutos da etapa de resfriamento, sendo que, quinze minutos após iniciar esta etapa, o desvio se reduzia para aproximadamente 2 K.

Na etapa de aquecimento, o desvio padrão das temperaturas no leito era bem menor e atingia valores próximos de 6 K nos primeiros cinco minutos de aquecimento, tanto nos reatores Norte, quanto nos reatores Sul, sendo que, quinze minutos após se iniciar esta etapa, o desvio era aproximadamente 3 K.

3.5.1.1 O efeito do ciclo e da temperatura de geração na PREU e no C.O.P. do sistema.

Uma das dificuldades de se comparar os resultados dos experimentos em diferentes temperaturas de geração ou operando cada um dos três tipos de ciclo estudados, é que, diferente dos experimentos com simulação numérica, onde apenas a variável independente estudada é que era alterada, nos experimentos com o protótipo, mesmo tentando-se padronizar uma maneira para executar os experimentos, não foi possível realizar todos os experimentos com a mesma potência de fornecimento de calor aos reatores, PFT, e esta potência afeta o tempo do ciclo e conseqüentemente a potência de refrigeração.

Considerando que, apesar dos experimentos terem ocorrido com diferentes PFT, eles foram realizados sempre utilizando os mesmos procedimentos, determinou-se o efeito do tipo de ciclo e da temperatura de geração, T_{Ger} , na potência de refrigeração útil, PRU, e no C.O.P. do protótipo. Os efeitos das variáveis independentes na PRU e na potência de refrigeração específica útil, PREU, apresentam a mesma tendência, uma vez que a massa de carvão anidro no protótipo foi a mesma em todos os experimentos.

Pode-se observar na Tab. 16, que a utilização do CDE/RV produz em média, uma PRU 18 W maior que aquela produzida utilizando-se o CRV, e 25 W maior que aquela produzida quando se utiliza o CC. Analisando-se o efeito da T_{Ger} sobre a PRU, conforme apresentado na Tab. 16, percebe-se que o aumento da T_{Ger} reduz a PRU, ao invés de aumentá-la, conforme previsto nos experimentos com simulação numérica, quando se analisou o CDE/RV com qualquer um dos outros dois tipos de ciclo.

Tabela 16. Efeitos principal e de interação das variáveis independentes sobre a potência de refrigeração útil.

	CRV e CDE/RV	CRV e CC	CDE/RV e CC
	Valor Médio [W]	Valor Médio [W]	Valor Médio [W]
PRU	202	189	198
	Efeito [W]	Efeito [W]	Efeito [W]
(1) Tipo de Ciclo	18	-8	-25
(2) T_{Ger}	-19	7	-74
1 por 2	-81	-56	25

Isto se deve ao fato, provavelmente, do efeito da $T_{Ger.}$ ter sido influenciado pela mudança no valor de outra variável que não estava contemplada no planejamento experimental. Como o gerador de vapor não fornece energia aos reatores com uma potência constante, o efeito da $T_{Ger.}$ pode ter sido influenciado pela variação da PFT, por isso, nos experimentos com maior $T_{Ger.}$, que eram aqueles com menor PFT, o aumento da $T_{Ger.}$, reduziu a PRU, ao invés de aumentá-la.

Quando se utiliza o CDE/RV, a elevação da $T_{Ger.}$ diminui a troca de vapor de refrigerante entre os reatores de baixa pressão (Reatores SW e NW) durante a recuperação de vapor que ocorre no início da etapa de adsorção, conforme pode-se perceber comparando-se o ciclo realizado pelo reator SW na Fig. 49, e aquele realizado por este mesmo reator, na Fig. 50. Como no experimento com $T_{Ger.}$ de 115 °C, a PFT era menor que no experimento com $T_{Ger.}$ de 85 °C (3.900 W e 6.600 W, respectivamente), e houve uma redução na troca de vapor de refrigerante entre os reatores de baixa pressão, a massa adsorvida cresceu menos que o tempo de ciclo, e houve uma redução da PRU.

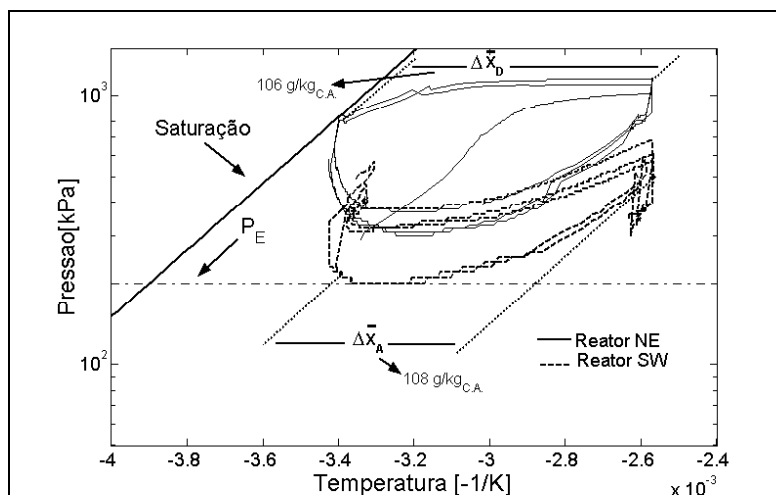


Figura 49. Diagrama de Clapeyron para os reatores NE e SW no experimento com o CDE/RV e $T_{Ger.}$ de 115°C.

Diferente do que acontece com a utilização do CDE/RV, na utilização do CRV, o aumento da $T_{Ger.}$ na faixa estudada não diminui a troca de vapor no início da adsorção (Figs.48 e 51), e houve menos diferença na PFT utilizada nos experimentos com diferentes $T_{Ger.}$ (4.700 W e 4.100 W), por isso, houve um aumento da massa adsorvida maior que o aumento do tempo de ciclo, que resultou em um aumento da PRU.

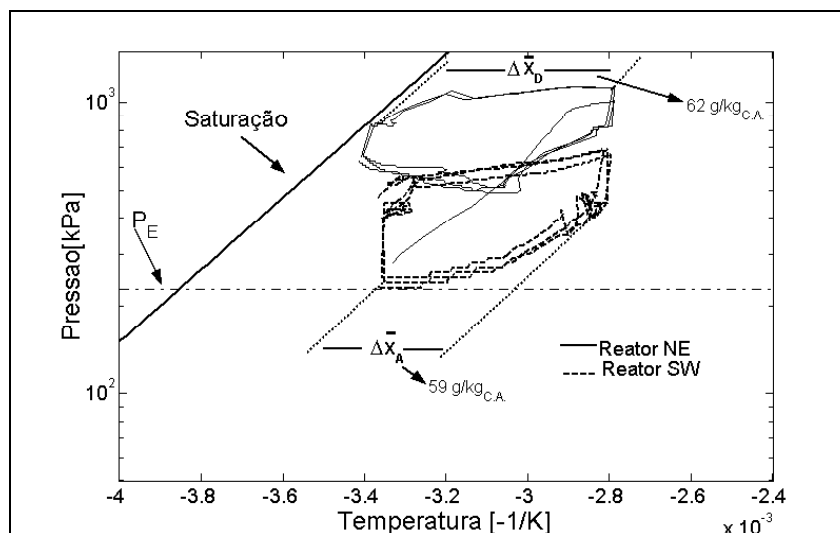


Figura 50. Diagrama de Clapeyron para os reatores NE e SW no experimento com o CDE/RV e $T_{Ger.}$ de 85°C.

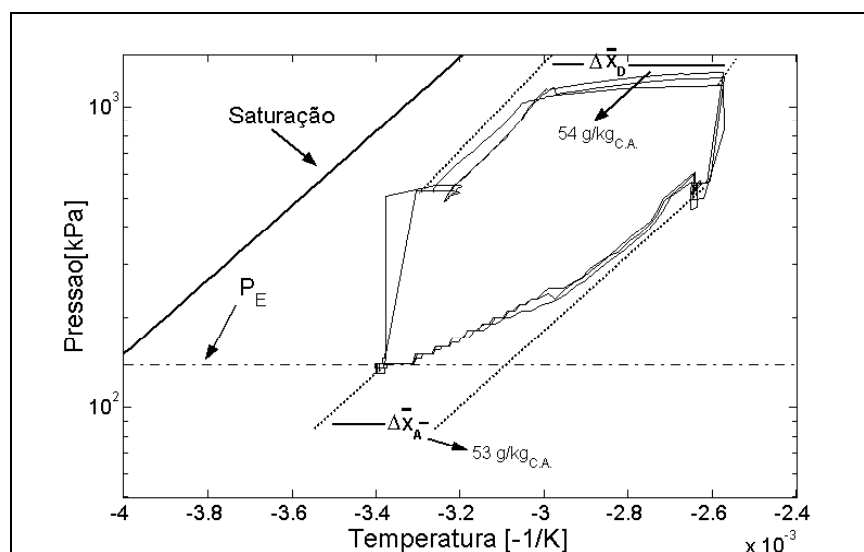


Figura 51. Diagrama de Clapeyron para os reatores Sul no experimento com o CRV e $T_{Ger.}$ de 115°C.

Com relação à utilização do CC, a elevação da $T_{Ger.}$ reduziu a PRU, pois a PFT foi menor no experimento com $T_{Ger.}$ de 115°C, que no experimento com $T_{Ger.}$ de 85 °C (3.900 W e 5.900 W, respectivamente), o que provavelmente fez com que houvesse um aumento o tempo de ciclo maior que o aumento da massa adsorvida (Figs. 47 e 52).

Analisando-se os efeitos de interação entre o tipo de ciclo e a $T_{Ger.}$ sobre a PRU, pode se concluir que a PRU obtida quando se utiliza o CRV é mais favorecida pelo aumento da $T_{Ger.}$, que a PRU obtida quando se utiliza o CDE/RV. Portanto, operando-se com $T_{Ger.}$ mais elevadas, é preferível utilizar o CRV ao CDE/RV.

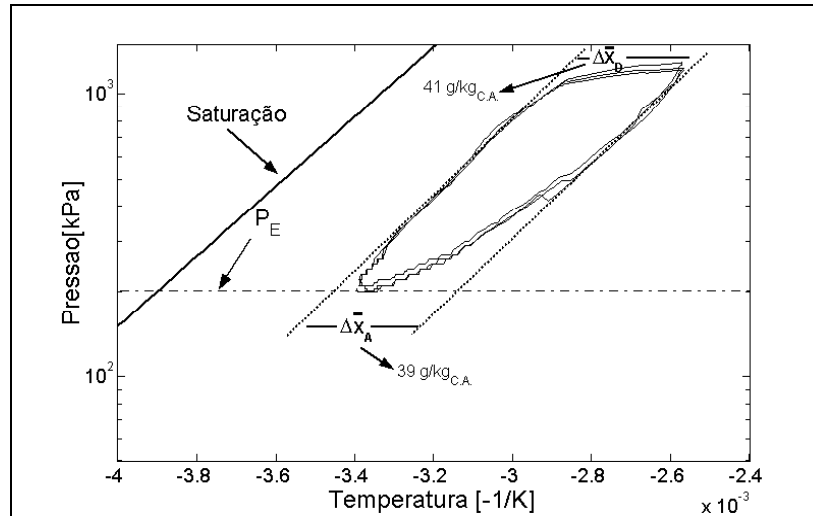


Figura 52. Diagrama de Clapeyron para os reatores Sul no experimento com o CC e $T_{Ger.}$ de 115°C.

Analisando-se a Tab. 17, percebe-se que os maiores C.O.P. são produzidos quando se utiliza o CRV, enquanto que menores C.O.P. são produzidos quando se utiliza o CC. Isto ocorre provavelmente porque, apesar do consumo de energia na fase de aquecimento e dessorção do leito ser semelhante em todos os tipos de ciclo (Tab. 18), a capacidade de refrigeração é maior no CRV e no CDE/RV que no CC, devido à ausência de recuperação de vapor de refrigerante no início da etapa de adsorção deste último tipo de ciclo.

Tabela 17. Efeitos principal e de interação das variáveis independentes sobre o C.O.P..

	CRV e CDE/RV	CRV e CC	CDE/RV e CC
	Valor Médio	Valor Médio	Valor Médio
C.O.P.	0,09	0,08	0,07
	Efeito	Efeito	Efeito
(1) Tipo de Ciclo	-0,01	-0,03	-0,02
(2) $T_{Ger.}$	0,01	0,01	0,00
1 por 2	-0,01	-0,01	0,00

O aumento da $T_{Ger.}$ aumentou o C.O.P. quando se utilizou o CRV, mas não quando se utilizou os demais tipos de ciclo, provavelmente porque quando se utilizou o CDE/RV ou o CC, o consumo de energia do leito adsorativo na fase de aquecimento e dessorção cresceu proporcionalmente ao crescimento da massa adsorvida.

Analisando-se os efeitos de interação entre o tipo de ciclo e a $T_{Ger.}$ sobre o C.O.P., pode se concluir que o C.O.P. obtido quando se utiliza o CRV, é mais favorecida pelo aumento da $T_{Ger.}$, que aquele obtido quando se utiliza o CDE/RV. Portanto, é preferível utilizar o CRV ao CDE/RV quando se opera com $T_{Ger.}$ mais elevadas.

Tabela 18. Consumo de energia dos reatores.

Tipo de Ciclo	$T_{Ger.}$	Energia Total Consumida	Energia Utilizada	Energia de Aquecimento do Leito	Energia de Dessorção	Energia de Aquecimento do Metal ⁴
	[°C]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[kJ]
CC	85	16.236	14.069	3.448	1.229	9.392
CC	115	27.423	21.076	4.876	2.013	14.188
CRV	85	15.269	12.524	2.975	1.470	8.079
CRV	115	23.920	20.211	4.443	3.175	12.594
CDE/RV	75	10.029	10.466	2.199	2.375	5.891
CDE/RV	85	17.651	15.762	3.099	4.063	8.601
CDE/RV	115	27.329	25.635	4.855	6.251	14.529

3.5.2 Experimentos Utilizando o Coletor Solar como Fonte de Energia

Foi efetuado apenas um experimento exploratório com o coletor solar. Neste experimento buscou-se apenas verificar a vaporização de água no coletor solar e o aquecimento dos reatores com este vapor. Outros experimentos deveriam ter sido efetuados para se determinar a eficiência do coletor para produção de vapor, a PRU e o C.O.P. do protótipo utilizando esta fonte energética, entretanto, como a etapa de montagem do sistema levou muito mais tempo do que o previsto, após realizar alguns experimentos utilizando a caldeira como fonte de calor, e apenas

⁴ Estimada a partir da variação da temperatura no leito, podendo ser superestimada ou subestimada e desta forma fazer com que a energia utilizada no aquecimento dos reatores seja maior que a energia consumida, como no caso do experimento com o CRV/DE e $T_{Ger.}$ de 75 °C.

um experimento exploratório utilizando o coletor solar para produção de vapor de fluido térmico, não houve mais tempo hábil para realizar outros experimentos utilizando esta fonte energética.

Uma vez que não foi possível realizar experimentos utilizando a radiação solar como fonte de energia, resolveu-se estimar, baseado nos resultados obtidos com o protótipo operando com vapor produzido na caldeira, como seria o funcionamento do protótipo caso o coletor solar fornecesse a energia necessária para o aquecimento dos reatores.

Como a utilização do CDE/RV apresentou uma maior PRU que a utilização do CRV ou do CC quando a $T_{Ger.}$ foi de 85 °C, realizou-se um experimento operando o CDE/RV com $T_{Ger.}$ de 75 °C, utilizando o vapor produzido na caldeira para regenerar o leito, para se estimar qual seria a PRU com uma $T_{Ger.}$ que pudesse ser atingida facilmente por um coletor solar comercial.

Quando se utilizou o gerador de vapor elétrico, a produção de gelo no experimento, utilizando o CDE/RV e $T_{Ger.}$ de 75 °C, foi cerca de 1 kg de gelo por ciclo de 37 minutos, e o consumo de energia para aquecer os reatores e promover a dessorção foi de 10.029 kJ. A PRU neste experimento foi de 211 W e a PFT foi 6.300 W. Para o experimento semelhante, mas com $T_{Ger.}$ de 85 °C, a produção de gelo foi de 1,9 kg de gelo por ciclo de 55 minutos. O consumo de energia dos reatores foi de 17.651 kJ e a PFT foi 6.600 W.

Considerando-se que a eficiência do coletor para a produção de vapor é semelhante àquela do coletor para aquecimento de água e que no caso dos coletores utilizados no experimento, é de 57 %, segundo informações do fabricante, estimou-se qual seria a produção de gelo do protótipo no mês de menor e maior incidência solar na cidade de Campinas, operando o CDE/RV com $T_{Ger.}$ de 75 °C e 85 °C. Os dados de incidência solar na cidade de Campinas (Tab. 19) foram obtidos pelo software Radiasol produzido pelo LabSolar da UFSC.

Se for considerado que a radiação solar média entre o horário das 10 às 14 horas fica em torno de 680 a 720 W/m², respectivamente, no mês de menor e de maior insolação na cidade de Campinas, seriam necessários aproximadamente 16 a 17 m² de coletor solar, ou 8 placas semelhantes àquelas instaladas junto ao protótipo para produzir cerca de 6 kg de gelo, neste período, se a $T_{Ger.}$ for de 75 °C, ou 7,6 kg de gelo se a $T_{Ger.}$ for de 85 °C. A área de captação solar do coletor instalado junto ao protótipo é de 3,92 m² (duas placas), e sua inclinação em relação ao plano horizontal é de 23°.

Se forem consideradas apenas as placas instaladas junto ao protótipo, a potência de fornecimento de energia aos reatores seria bem menor. Desconsiderando-se que uma menor potência de fornecimento de energia melhora a eficiência de absorção de energia dos reatores e também a eficiência de produção de gelo no evaporador, estimou-se baseado na energia consumida pelos reatores durante um ciclo e na energia absorvida pelas placas do coletor solar, conforme apresentada na Tab. 19, que poderiam ser realizados pelo menos dois ciclos em duplo estágio com recuperação de vapor e $T_{Ger.}$ de 85 °C, no mês de menor insolação, e 3,5 ciclos no mês de maior insolação. Considera-se meio ciclo quando apenas os reatores Norte realizam a adsorção. Nestas condições seriam produzidos entre 3,8 e 6,7 kg de gelo, dependendo do mês, durante o período do dia em que a radiação solar estivesse disponível. Se for considerado que o protótipo pode utilizar o vapor produzido na caldeira no período noturno, a produção de gelo diária seria de até 31,4 kg de gelo por dia ou quase 1 kg de gelo por kg de adsorvente.

Tabela 19. Incidência solar na cidade de Campinas no meses de Junho e Novembro.

Hora	Radiação Solar ⁵		Energia absorvida pelo coletor		Potência absorvida pelo coletor	
	Junho	Novembro	Junho	Novembro	Junho	Novembro
	[kJ/m ²]	[kJ/m ²]	[kJ]	[kJ]	[W]	[W]
06:30	0	423	0	945	0	263
07:30	450	973	1.005	2.174	279	604
08:30	1.102	1.589	2.462	3.550	684	986
09:30	1.786	2.124	3.991	4.746	1.109	1.318
10:30	2.314	2.488	5.170	5.559	1.436	1.544
11:30	2.588	2.682	5.783	5.993	1.606	1.665
12:30	2.588	2.682	5.783	5.993	1.606	1.665
13:30	2.314	2.488	5.170	5.559	1.436	1.544
14:30	1.786	2.124	3.991	4.746	1.109	1.318
15:30	1.102	1.589	2.462	3.550	684	986
16:30	450	973	1.005	2.174	279	604
17:30	0	423	0	945	0	263
Total	16480	20558	36823	45935		

⁵ O valor representa a radiação solar no período de uma hora, considerando meia hora antes e meia hora depois do horário indicado na coluna das Horas.

Operando-se o protótipo com $T_{Ger.}$ de 75 °C, poderiam ocorrer de 2,5 a 4,5 ciclos por período diário de insolação, produzindo entre 2,5 e 4,5 kg de gelo neste período, dependendo do mês. Considerando o funcionamento do protótipo também no período noturno, e utilizando o vapor produzido na caldeira, a produção de gelo diária seria de até 29,2 kg de gelo por dia.

3.5.3 Diferenças Entre os Resultados Experimentais e os Simulados Numericamente

No intuito de comparar os resultados experimentais, com os resultados obtidos com o modelo do sistema, descrito no Capítulo 2, realizou-se novos experimentos com o modelo, considerando as dimensões reais do protótipo. Em cada um dos novos ensaios, procurou-se ajustar as condições iniciais para que elas fossem semelhantes às condições dos experimentos com o protótipo. No entanto o modelo possui algumas limitações que não puderam ser superadas, como o fato de que todos os reatores simulados apresentavam o mesmo comportamento em relação à transferência de calor e ao processo de dessorção e adsorção, sendo que nos experimentos com o protótipo, observou-se que geralmente os reatores Norte adsorviam mais refrigerante e se aqueciam mais rapidamente que os reatores Sul. Estas diferenças entre os reatores Norte e Sul se devem provavelmente ao fato, dos mesmos não terem sido montados simetricamente às tubulações da linha de fluido térmico e da linha de refrigerante.

Outra diferença entre o modelo e o protótipo é que aquele não prevê o “flash” de vapor no início da etapa de aquecimento e considera que tanto a potência de fornecimento de energia quanto a temperatura do fluido térmico como constantes durante toda etapa de aquecimento dos reatores. Nos experimentos com o protótipo, a temperatura do vapor, inicialmente a 145 °C, caía bruscamente para cerca de 80 °C, logo após o “flash” de vapor, e se elevava gradualmente até atingir uma temperatura nunca maior que 5 °C acima da temperatura de geração pré-determinada.

Na Tab. 20 estão apresentados a PRU, a CRU, a CR, o tempo de ciclo, a produção de gelo e o C.O.P. dos experimentos com o protótipo e com simulação numérica do modelo. Na Tab. 21 estão apresentadas as temperaturas de evaporação no final da etapa de adsorção para os experimentos com o protótipo e para os experimentos com o modelo. Na Tab. 22 estão apresentados os consumos de energia nestes experimentos.

Tabela 20. Resultados da comparação entre os experimentos com o protótipo e com o modelo simulado.⁶

Tipo de Ciclo	T _{Ger} , [°C]	PRU		CRU		CR		Gelo		Ciclo		C.O.P	
		[W]		[kJ]		[kJ]		[kg/Ciclo]		[Minutos]			
		Prt.	Mod.	Prt.	Mod.	Prt.	Mod.	Prt.	Mod.	Prt.	Mod.	Prt.	Mod.
CC	85	210	261	568	734	958	748	1,3	1,9	45	47	0,06	0,04
CC	115	161	275	975	1.374	1.699	1.400	2,3	3,4	101	84	0,06	0,07
CRV	85	162	281	615	1.134	1.140	1.152	1,3	2,4	63	67	0,08	0,07
CRV	115	224	324	1.259	1.890	2.410	1.935	2,9	4,0	94	97	0,10	0,08
CDE/RV	85	260	302	850	1.270	1.331	1.357	1,9	2,8	55	70	0,08	0,07
CDE/RV	115	161	265	1.216	1.842	2.277	1.929	2,7	4,0	126	116	0,08	0,07

Tabela 21. Temperatura de evaporação média no final da etapa de adsorção.

Tipo de Ciclo	T _{Ger} , [°C]	Temperatura	
		(Protótipo)	(Simulado)
		[°C]	[°C]
CC	85	-12,2	-23,7
CC	115	-17,7	-30,6
CRV	85	-17,1	-26,2
CRV	115	-27,4	-38,4
CDE/RV	85	-14,5	-24,1
CDE/RV	115	-15,7	-27,0

Tabela 22. Consumo de energia nos reatores.

Tipo de Ciclo	T _{Ger} , [°C]	Energia Total Consumida		Energia Utilizada		Energia de Aquecimento do Leito		Energia de Dessorção		Energia de Aquecimento do Metal	
		[kJ]		[kJ]		[kJ]		[kJ]		[kJ]	
		Prt.	Mod.	Prt.	Mod.	Prt.	Mod.	Prt.	Mod.	Prt.	Mod.
CC	85	16.236	16.742	14.069	16.558	3.448	3.162	1.229	912	9.392	12.483
CC	115	27.423	20.212	21.076	19.890	4.876	4.382	2.013	1.505	14.188	14.002
CRV	85	15.269	16.405	12.524	16.131	2.975	2.614	1.470	1.731	8.079	11.786
CRV	115	23.920	22.133	20.211	21.627	4.443	4.032	3.175	2.712	12.594	14.882
CDE/RV	85	17.651	18.915	15.762	18.701	3.099	3.005	4.063	3.311	8.601	12.384
CDE/RV	115	27.329	25.371	25.635	24.960	4.855	4.447	6.251	4.361	14.529	16.150

Analisando-se os dados da Tab. 20, pode-se perceber que apesar do modelo fornecer valores de PRU e C.O.P. diferentes daquele obtido com o protótipo, eles apresentam a mesma tendência,

⁶ O índice **Prt.** refere-se aos experimentos com o protótipo e o índice **Mod.** refere-se aos experimentos com simulação numérica.

isto é, a utilização do CDE/RV produz uma maior PRU se a $T_{Ger.}$ for de 85 °C. Os C.O.P. obtidos com essa $T_{Ger.}$ são semelhantes quando se considera a utilização do CDE/RV e CRV e maiores que aqueles obtidos com o CC. Considerando-se a $T_{Ger.}$ de 115°C, a maior PRU e o maior C.O.P. são obtidos com o CRV tanto nos experimentos com o modelo quanto com o protótipo.

Uma tendência observada tanto pelos experimentos com o protótipo quanto com os experimentos com o modelo, é que a $T_{Ger.}$ aumenta a PRU quando se utiliza o CRV e diminui quando se utiliza o CDE/RV. Apesar do modelo prever que a PRU, quando se utiliza o CC, também aumenta com a $T_{Ger.}$, isso não foi observado no experimento com o protótipo, provavelmente devido ao tempo de ciclo no protótipo ter sido cerca de 20 % maior que o previsto na simulação. Este aumento no tempo de ciclo pode ter sido consequência das perdas de energia na etapa de aquecimento, uma vez que, comparando-se os dados de energia consumida e utilizada, apresentados na Tab. 22, constata-se que houve uma perda de aproximadamente 6.000 kJ no experimento com o protótipo quando se utilizou o CC e $T_{Ger.}$ de 115°C.

Considerando-se a eficiência do evaporador para produção de gelo, como sendo a razão entre a CRU e a CR, percebe-se, observando a Tab. 20, que há uma grande diferença entre os resultados do modelo e do protótipo. No modelo, essa eficiência foi em torno de 0,97, enquanto no protótipo ela foi de 0,57. Uma possível explicação para essa diferença é o fato do modelo não considerar perdas de calor do evaporador para o ambiente, principalmente na retirada do gelo formado no final da etapa de adsorção.

Outra diferença relevante entre os resultados do protótipo e aqueles obtidos por simulação, refere-se à capacidade de refrigeração máxima, CR. Apesar da CR obtida pelo protótipo ter sido menor que a CR esperada se fosse considerada a massa adsorvida calculada pela equação de D-A, ela foi, em alguns casos, maior ou quase igual, que aquela obtida por simulação numérica. Isto se deve provavelmente ao fato de que a pressão de saturação e conseqüentemente a temperatura de evaporação ter sido menor (Tab. 21) no modelo que no protótipo, e quanto menor a pressão de evaporação, menor é a massa adsorvida.

Como a redução da pressão na etapa de adsorção reduz a massa adsorvida, o modelo apresentou uma menor capacidade de refrigeração, além do que, quanto menor a temperatura de evaporação, menor é a entalpia de vaporização.

Considerando-se a energia consumida e utilizada no aquecimento dos reatores, percebe-se, analisando os dados da Tab. 22, que o modelo prevê uma perda de calor muito menor que aquela calculada para o protótipo. A energia para aquecimento do metal foi em média maior no modelo que no protótipo, pois o modelo considerou que a temperatura na tampa do reator aumentou tanto quanto a temperatura no resto do reator, enquanto nos experimentos com o protótipo, por se dispor de um sensor de temperatura na tampa dos reatores, o consumo de energia para aquecimento da tampa foi considerado separadamente do consumo de energia para aquecimento do restante da carcaça. Como tanto a CR quanto o consumo de energia no protótipo foram maiores que aqueles obtidos por simulação, os C.O.P.s obtidos por simulação ou pelo protótipo foram semelhantes.

3.6 CONCLUSÕES

Foi construído e instrumentado um protótipo de sistema de refrigeração por adsorção para produção de gelo, que pode operar ciclos convencionais, ciclos com recuperação de vapor de refrigerante e ciclos com recuperação de vapor de refrigerante em duplo estágio. A fonte de energia para aquecimento dos reatores do protótipo e para promover a dessorção do refrigerante é o vapor de água produzido em uma caldeira. Existe também a possibilidade de se utilizar um coletor solar, instalado junto à linha de fornecimento de energia, para a produção do vapor. Devido à falta de tempo hábil para a realização dos ensaios utilizando a radiação solar como fonte energética, estimou-se, baseado nos resultados obtidos com o protótipo, utilizando o vapor produzido pela caldeira, e nos valores de insolação na cidade de Campinas, qual seria o funcionamento do sistema caso o coletor solar fosse utilizado para fornecer energia aos reatores.

Os experimentos com o protótipo indicaram que, quando a temperatura de geração é cerca de 85 °C, a maior potência de refrigeração útil é obtida utilizando-se o ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor. Quanto mais baixa for esta temperatura, maior será a vantagem deste tipo de ciclo sobre os outros ciclos estudados. No experimento com temperatura de geração de 85 °C e operando o ciclo com recuperação em duplo estágio, obteve-se uma produção de aproximadamente 2 kg de gelo por hora.

Podendo-se utilizar temperaturas de geração mais elevadas, é preferível utilizar o ciclo com recuperação de vapor em simples estágio. Utilizando este tipo de ciclo e temperatura de geração de 115°C, produziu-se cerca de 1,9 kg de gelo por hora. Não se pode concluir que estas condições foram mais favoráveis para a produção de gelo que as citadas no parágrafo anterior, pois naquele experimento, a potência de fornecimento de energia foi de 6.600W enquanto neste experimento ela foi de 4.100 W.

Verificou-se que a área de troca térmica entre o refrigerante e a água, e a área de formação de vapor no evaporador do protótipo não foram satisfatórias, podendo inclusive ter influenciado nos resultados obtidos, uma vez que, em alguns dos experimentos, houve uma grande redução na pressão no evaporador, e quanto menor a pressão de evaporação, menor é a massa adsorvida.

Visando-se um maior C.O.P., a utilização do ciclo com recuperação de vapor em um único estágio é mais favorável que a utilização dos demais ciclos, apesar de que, em qualquer dos ciclos

estudados, o C.O.P. foi bem baixo e cerca de 0,08. Este baixo C.O.P. foi ocasionado por vários motivos, entre eles, as baixas $T_{Ger.}$ utilizadas nos experimentos; a pequena área de troca térmica no evaporador, que comprometeu a eficiência de produção de gelo; o provável acúmulo de refrigerante na tubulação, que resultou em uma diminuição da massa total de refrigerante adsorvida do evaporador; e também pela grande massa inerte dos reatores que era aquecida junto ao leito.

Estimou-se que se o coletor solar instalado junto ao protótipo fosse utilizado para produzir vapor durante o dia, em combinação com a caldeira para produzir vapor no período noturno, seria possível produzir até 31,4 kg de gelo por dia, se a temperatura de geração fosse de 85 °C e o ciclo utilizado fosse em duplo estágio com recuperação de vapor. Se a temperatura de geração fosse de 75 °C, utilizando-se este mesmo tipo de ciclo, a produção de gelo poderia ser 29,2 kg por dia.

Comparando-se os resultados obtidos com o protótipo aos resultados obtidos com o modelo do sistema, descrito no Capítulo 2, nas mesmas condições em que os experimentos com o protótipo foram realizados, percebe-se que o modelo prevê potências de refrigeração útil superiores às obtidas pelo protótipo, porém com a mesma tendência, isto é, a potência de refrigeração útil cresce com a temperatura de geração. Utilizando-se baixas temperaturas de geração, tanto no modelo quanto no protótipo, a utilização do ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor fornece maiores potências de refrigeração útil que a utilização dos demais tipos de ciclo. Operando-se com temperaturas de geração acima de 85 °C, tanto no modelo quanto no protótipo, a utilização do ciclo com recuperação de vapor em um único estágio fornece maiores potências de refrigeração útil.

Tanto o protótipo quanto com o modelo simulado produziram valores semelhantes de C.O.P., sendo que a utilização do CRV e do CDE/RV produz C.O.P. maiores que a utilização do CC, em ambos os casos.

3.7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Hamamoto, Y., Akisawa, A., Haga, N., Kashiwagi, T. Experimental Study on Two Stage Adsorption Refrigeration System. In: International Sorption Heat Pump Conference. *Proceedings...* Science Press, 2002, pp. 550-555.
2. Headley, O. Stc., Kothdiwala, A. F., Mcdoom, I. A. Charcoal-Methanol Adsorption Refrigerator Powered by a Compound Parabolic Concentrating Solar Collector. *Solar Energy*, v. 53, n. 2, pp. 191-197, 1994
3. Medini, N., Marmottant, B., El Golli, S., Grenier, Ph. Etude d'une Machine Solaire Autonome à Fabriquer de la Glacê. *Rev. Int. Froid*, v. .14, pp. 363-367, 1991.
4. Passos, F. P. *Etude des Couples Charbon Actif/Methanol et de Leur Application a la Refrigeration Solaire*. 1986, 101 p. Tese (Doutorado). Dep Mecanique, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Lausanne.
5. Pons, M., Guillemint, J. J. Design of an Experimental Solar Powered, Solid-Adsorption Ice Maker. *Journal of Solar Energy Engineering*, v. 108, pp. 332-337, 1986.
6. Sakoda, A., Suzuki, M. Fundamental Study on Solar Powered Adsorption Cooling System. *J. Chem. Eng. Japan*, v.17, pp. 52-57, 1984.
7. Silveira Junior, V. *Montagem e Teste de Desempenho de um Refrigerador Solar por Adsorção Física com Produção de Gelo*. 1990, 150 p. Dissertação (Mestrado), Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
8. Tamainot-Telto, Z., Critoph, R. E. Adsorption Refrigerator Using Monolithic Carbon Ammonia Pair. *Int. J. Refrig.*, v. 20, n. 2, pp. 146-155, 1997.
9. Wang, R. Z., Wu, J. Y., Xu, Y. X., Teng, Y., Shi, W. Experiment on a Continuous Heat Regenerative Adsorption Refrigerator Using Spiral Plate Heat Exchanger as Adsorbers. *Applied Thermal Engineering*, v. 18, pp. 13-23, 1998.
10. Wang, R. Z., Wu, J. Y., Xu, Y. X. A Continuous Heat Regenerative Adsorption Refrigerator Using Spiral Plate Heat Exchanger as Adsorbers: Improvements. *Transactions of the Asme*, v. 121, pp. 14-19, 1999.

CONCLUSÕES GERAIS

Considerando-se as conclusões parciais dos distintos capítulos, têm-se as seguintes conclusões:

1. Dentre possíveis refrigerantes para serem utilizados em um sistema de refrigeração por adsorção operando com pressão positiva, escolheu-se a amônia, principalmente, devido a sua alta entalpia de evaporação. Seu equilíbrio termodinâmico junto ao carvão ativado foi caracterizado e os dados experimentais foram utilizados para se estimar os parâmetros da equação de Dubinin-Astakhov. Esta equação pode ser utilizada para calcular a variação da concentração de refrigerante no leito adsortivo de um sistema de refrigeração por adsorção e foi utilizada no modelo do sistema descrito no Capítulo 2.
2. Os resultados dos experimentos com o modelo indicaram que o ciclo com recuperação de vapor de refrigerante em um único estágio é mais indicado para ser utilizado quando se visa o aumento da potência de refrigeração útil e do C.O.P., se a temperatura de geração for superior a 80-85 °C. Caso não seja possível atingir uma temperatura de geração ao redor deste valor, a utilização do ciclo em duplo estágio com recuperação de vapor produz maiores potências de refrigeração útil e C.O.P.
3. O protótipo construído após a etapa de modelagem e simulação apresentou a mesma tendência de crescimento da potência de refrigeração útil e do C.O.P. apresentada pelo modelo. Nos experimentos com o protótipo, a utilização do ciclo com recuperação de vapor de refrigerante em duplo estágio produziu maiores potências de refrigeração útil e C.O.P. que a utilização dos demais ciclos, se a temperatura de geração utilizada for menor ou igual a 85 °C. Se esta temperatura for maior que esse valor, a utilização do ciclo de refrigeração com recuperação de vapor em um único estágio produziu uma maior potência de refrigeração útil e C.O.P.

4. Baseando-se nos experimentos feitos com o protótipo quando se utilizou a caldeira como fonte de energia para a regeneração do leito, nos dados de radiação solar para a cidade de Campinas, e considerando que a eficiência do coletor solar é igual à eficiência nominal, fornecida pelo fabricante, estimou-se que, se fosse utilizado o coletor solar para produção de vapor de fluido térmico durante o dia e a caldeira para produção de vapor durante o período noturno, seria possível produzir com o protótipo, até 31,4 kg de gelo por dia utilizando o ciclo com recuperação de vapor de refrigerante em duplo estágio, caso a temperatura de geração fosse 85 °C. Se a temperatura de geração fosse de 75 °C, a produção de gelo diária naquelas condições seria de até 29,2 kg.

SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Como sugestão para trabalhos futuros para dar continuidade nesta linha de pesquisa utilizando o protótipo montado, sugere-se validar o modelo simulado considerando um comportamento distinto para cada um dos reatores que estão sendo aquecidos ou resfriados simultaneamente. Para calcular a variação da concentração de refrigerante no leito, sugere-se que o modelo considere a difusividade de refrigerante no leito adsorvente, para avaliar se esta difusividade afeta a cinética de sorção.

Seria interessante que fosse feito um estudo da geração de entropia nos diferentes tipos de ciclo e nas diferentes condições de operação, para que fosse possível avaliar a eficiência termodinâmica do sistema.

Com relação ao protótipo, sugere-se a realização de experimentos sem recuperação de vapor, onde cada reator, individualmente, dessorveria refrigerante para o condensador e o adsorveria do evaporador, para se verificar se há condensação de refrigerante na tubulação. Seria importante antes que se efetuassem novos experimentos com o protótipo, que o leito fosse novamente depurado, considerando-se um período de depuração maior, mesmo que fosse necessário reduzir o nível da temperatura na qual o reator é mantido durante este processo. Outras mudanças importantes a serem feitas no protótipo referem-se ao evaporador, que deveria ter suas áreas de troca térmica e de vaporização do refrigerante aumentadas, e ao gerador de vapor, que deveria ter sua potência aumentada. Seria importante também a realização de experimentos utilizando o coletor solar, para se verificar experimentalmente a viabilidade de se utilizar fontes de energia complementares para regenerar o leito adsorativo.

APÊNDICE I. DADOS EXPERIMENTAIS REFERENTES À CARACTERIZAÇÃO DO EQUILÍBRIO TERMODINÂMICO DOS PARES DE ADSORVENTE E ADSORVATOS ESTUDADOS

Par: Carvão Ativado C119/Amônia				
Temperatura da célula (Centro)	Temperatura da célula (Borda)	Temperatura do banho	Pressão	Concentração mássica
[°C]	[°C]	[°C]	[Bar]	[g _{NH3} /g _{C119}]
50,6	51,3	-13,3	2,33	0,104
100,5	101,9	-13,4	2,35	0,043
150,0	150,6	-13,2	2,33	0,020
200,1	200,8	-13,0	2,38	0,011
50,4	50,1	1,2	4,34	0,143
101,8	101,3	1,2	4,19	0,062
151,0	151,7	1,3	4,22	0,029
200,1	200,9	1,2	4,18	0,017
53,8	52,0	16,0	7,18	0,173
101,1	102,1	15,9	7,21	0,089
153,5	153,9	16,0	7,20	0,044
199,4	199,7	16,0	7,25	0,026
49,4	50,5	31,6	12,05	0,204
99,9	101,2	31,9	11,97	0,125
148,5	150,4	32,2	12,07	0,071
199,0	199,7	32,4	12,10	0,040
52,2	51,6	46,5	17,88	0,259
99,7	100,6	46,3	17,95	0,154
149,2	149,7	46,5	18,02	0,093
197,5	199,2	46,5	17,98	0,058
39,2	38,6	1,2	4,30	0,163
22,2	22,0	9,6	6,00	0,239

Par: Carvão Ativado C119/DME				
Temperatura da célula (Centro)	Temperatura da célula (Borda)	Temperatura do banho	Pressão	Concentração mássica
[°C]	[°C]	[°C]	[Bar]	[g _{DME} /g _{C119}]
149,1	149,2	-13,4	1,52	0,104
169,1	169,2	-13,4	1,53	0,086
51,3	51,6	-13,3	1,54	0,211
100,7	102,0	-13,3	1,52	0,153
51,5	51,9	1,3	2,66	0,227
169,0	170,5	1,3	2,67	0,107
101,0	102,3	1,5	2,68	0,174
149,8	149,2	1,5	2,66	0,127
21,5	21,4	16,0	4,43	0,274
148,1	149,5	16,0	4,31	0,147
149,3	152,4	16,1	4,45	0,147
170,4	170,7	16,1	4,35	0,128
50,9	51,3	16,2	4,43	0,243
100,1	101,3	16,2	4,40	0,194
22,3	22,2	16,5	4,45	0,286
22,1	22,0	18,8	4,77	0,288
100,7	101,7	31,4	7,05	0,213
51,7	51,7	31,5	6,91	0,260
149,6	151,6	31,6	7,00	0,167
171,8	172,4	32,0	7,00	0,149
49,1	49,0	39,0	8,73	0,278
149,5	149,7	41,4	9,00	0,181
99,3	100,9	41,5	8,96	0,224
169,0	169,1	41,5	8,96	0,164

APÊNDICE II. EXPERIMENTOS POR SIMULAÇÃO NUMÉRICA BASEADOS NO PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL FATORIAL COMPLETO

Ensaio	Ciclo	Massa de Carvão	n° de Ciclos	ϕ_T	PFT	PFTE	TFTQ	M _{LS}	PREU	Potência de Refrigeração Útil	PRE	Potência de Refrigeração	C.O.P.	C.O.P. (Sem Metal)	C.O.P. Máximo
		[kg]		[pol]	[W]	[W/kg]	[°C]	[kg]	[W/kg]	[W]	[W/kg]	[W]			
1	CRV	10	7	1,25	5000	500	100	5,0	18,4	368,3	18,8	375,9	0,12	0,42	0,71
2	CRV	10	7	1,25	5000	500	100	2,5	17,8	355,2	18,8	376,6	0,13	0,43	0,73
3	CRV	10	7	1,25	5000	500	70	5,0	2,3	46,7	2,4	48,6	0,02	0,10	0,14
4	CRV	10	7	1,25	5000	500	70	2,5	3,0	59,2	2,9	57,9	0,02	0,12	0,17
5	CRV	10	7	1,25	2500	250	100	5,0	14,3	286,9	14,6	292,6	0,14	0,43	0,75
6	CRV	10	7	1,25	2500	250	100	2,5	13,5	269,8	14,3	285,8	0,13	0,42	0,72
7	CRV	10	7	1,25	2500	250	70	5,0	2,0	40,6	2,1	41,8	0,02	0,11	0,15
8	CRV	10	7	1,25	2500	250	70	2,5	2,6	52,2	2,5	50,9	0,03	0,13	0,19
9	CRV	10	7	1	5000	500	100	5,0	19,5	390,5	19,9	398,2	0,10	0,38	0,65
10	CRV	10	7	1	5000	500	100	2,5	20,7	413,9	22,0	439,3	0,11	0,41	0,70
11	CRV	10	7	1	5000	500	70	5,0	2,4	47,6	2,6	52,0	0,02	0,09	0,12
12	CRV	10	7	1	5000	500	70	2,5	2,9	57,9	2,8	56,1	0,02	0,10	0,13
13	CRV	10	7	1	2500	250	100	5,0	15,2	303,5	15,5	310,6	0,14	0,43	0,74
14	CRV	10	7	1	2500	250	100	2,5	13,8	276,7	14,8	295,6	0,14	0,42	0,71
15	CRV	10	7	1	2500	250	70	5,0	2,7	53,9	2,8	55,1	0,03	0,13	0,18
16	CRV	10	7	1	2500	250	70	2,5	4,1	81,2	3,9	78,5	0,05	0,18	0,26
								Média	9,7	194,0	10,0	201,0	0,08	0,27	0,44
								Máximo	20,7	413,9	22,0	439,3	0,14	0,43	0,75
								Mínimo	2,0	40,6	2,1	41,8	0,02	0,09	0,12
17	CRV/DE	5	8	1,25	5000	500	100	5,0	14,9	298,9	15,2	304,8	0,08	0,27	0,53
18	CRV/DE	5	8	1,25	5000	500	100	2,5	14,6	292,0	15,5	309,3	0,08	0,28	0,54
19	CRV/DE	5	8	1,25	5000	500	70	5,0	9,2	183,1	9,4	188,1	0,06	0,24	0,43
20	CRV/DE	5	8	1,25	5000	500	70	2,5	9,2	183,7	9,7	193,6	0,07	0,25	0,45
21	CRV/DE	5	8	1,25	2500	250	100	5,0	11,0	220,5	11,2	225,0	0,09	0,28	0,54
22	CRV/DE	5	8	1,25	2500	250	100	2,5	10,9	218,5	11,6	232,0	0,09	0,28	0,54
23	CRV/DE	5	8	1,25	2500	250	70	5,0	7,6	151,0	7,8	155,3	0,06	0,24	0,44
24	CRV/DE	5	8	1,25	2500	250	70	2,5	7,8	155,2	8,2	163,8	0,07	0,25	0,46
25	CRV/DE	5	8	1	5000	500	100	5,0	17,2	343,8	17,5	350,5	0,07	0,26	0,51
26	CRV/DE	5	8	1	5000	500	100	2,5	17,4	348,3	18,4	368,9	0,07	0,27	0,52
27	CRV/DE	5	8	1	5000	500	70	5,0	11,3	225,5	11,6	232,1	0,05	0,22	0,40
28	CRV/DE	5	8	1	5000	500	70	2,5	11,7	234,8	12,4	247,7	0,06	0,24	0,43
29	CRV/DE	5	8	1	2500	250	100	5,0	11,6	232,9	12,0	239,2	0,09	0,28	0,53
30	CRV/DE	5	8	1	2500	250	100	2,5	11,4	227,9	12,1	242,6	0,10	0,28	0,53
31	CRV/DE	5	8	1	2500	250	70	5,0	8,8	176,2	9,0	180,6	0,07	0,24	0,43
32	CRV/DE	5	8	1	2500	250	70	2,5	9,4	187,8	9,7	193,1	0,08	0,26	0,46
								Média	11,5	230,0	12,0	239,2	0,07	0,26	0,48
								Máximo	17,4	348,3	18,4	368,9	0,10	0,28	0,54
								Mínimo	7,6	151,0	7,8	155,3	0,05	0,22	0,40
33	CS	10	7	1,25	5000	500	100	5,0	11,8	236,9	12,3	246,7	0,09	0,34	1,00
34	CS	10	7	1,25	5000	500	100	2,5	12,8	255,2	13,4	268,6	0,09	0,36	0,99
35	CS	10	7	1,25	5000	500	70	5,0	0,2	3,0	0,2	4,8	0,00	0,01	0,27
36	CS	10	7	1,25	5000	500	70	2,5	0,0	0,0	0,0	0,2	0,00	0,00	0,12
37	CS	10	7	1,25	2500	250	100	5,0	9,5	190,8	9,7	195,0	0,10	0,36	1,03
38	CS	10	7	1,25	2500	250	100	2,5	9,5	189,1	10,0	199,5	0,11	0,37	1,02
39	CS	10	7	1,25	2500	250	70	5,0	0,2	4,6	0,3	5,2	0,00	0,02	0,31
40	CS	10	7	1,25	2500	250	70	2,5	0,0	0,7	0,1	1,8	0,00	0,01	0,29
41	CS	10	7	1	5000	500	100	5,0	12,3	245,3	12,5	249,1	0,07	0,32	1,02
42	CS	10	7	1	5000	500	100	2,5	14,1	281,7	14,9	297,8	0,08	0,36	1,04
43	CS	10	7	1	5000	500	70	5,0	0,4	8,1	0,5	9,6	0,00	0,02	0,42
44	CS	10	7	1	5000	500	70	2,5	0,1	1,5	0,2	3,8	0,00	0,01	0,32
45	CS	10	7	1	2500	250	100	5,0	10,0	200,3	10,2	204,9	0,11	0,37	1,03
46	CS	10	7	1	2500	250	100	2,5	11,0	220,3	11,6	232,6	0,12	0,40	1,03
47	CS	10	7	1	2500	250	70	5,0	0,4	7,4	0,5	9,2	0,01	0,03	0,35
48	CS	10	7	1	2500	250	70	2,5	0,1	1,7	0,1	2,2	0,00	0,01	0,20
								Média	5,8	115,4	6,0	120,7	0,05	0,19	0,65
								Máximo	14,1	281,7	14,9	297,8	0,12	0,40	1,04
								Mínimo	0,0	0,0	0,0	0,2	0,00	0,00	0,12

APÊNDICE III. EXPERIMENTOS PARA A OBTENÇÃO DAS SUPERFÍCIES DE RESPOSTA UTILIZADAS PARA DETERMINAR AS CONDIÇÕES DE MAXIMIZAÇÃO DA POTÊNCIA DE REFRIGERAÇÃO ESPECÍFICA E DE C.O.P.

Ensaio	Ciclo	Massa de Carvão	n° de Ciclos	φ _T	PFT	PFTE	TFTQ	M _{LS}	PREU	Potência de Refrigeração Útil	PRE	Potência de Refrigeração	C.O.P.	C.O.P. (Sem Metal)	C.O.P. Máximo
		[kg]		[pol]	[W]	[W/kg]	[°C]	[kg]	[W/kg]	[W]	[W/kg]	[W]			
8b	CRV	10	7	1	5000	500	150	2,5	24,8	495,6	26,2	524,5	0,11	0,34	0,82
9b	CRV	10	7	1	2500	250	150	2,5	14,5	289,6	15,4	307,3	0,13	0,34	0,81
10	CRV	10	7	1	5000	500	100	2,5	20,7	413,9	22,0	439,3	0,11	0,41	0,70
14	CRV	10	7	1	2500	250	100	2,5	13,8	276,7	14,8	295,6	0,14	0,42	0,71
10b	CRV	10	7	1	1982,2	198,2	125	2,5	15,2	303,7	16,0	319,9	0,17	0,45	0,86
11b	CRV	10	7	1	5517,8	551,8	125	2,5	30,0	599,8	31,6	631,1	0,13	0,45	0,84
12b	CRV	10	7	1	3750	375	89,6	2,5	14,8	296,8	15,7	313,9	0,10	0,38	0,62
13b	CRV	10	7	1	3750	375	160,4	2,5	20,2	403,9	21,3	425,5	0,12	0,33	0,81
14b	CRV	10	7	1	3750	375	125	2,5	24,6	491,2	26,0	519,2	0,16	0,46	0,86
								Média	19,8	396,8	21,0	419,6	0,13	0,40	0,78
								Máximo	30,0	599,8	31,6	631,1	0,17	0,46	0,86
								Mínimo	13,8	276,7	14,8	295,6	0,10	0,33	0,62
26	CRV/DE	5	8	1	5000	500	100	2,5	17,4	348,3	18,4	368,9	0,07	0,27	0,52
28	CRV/DE	5	8	1	5000	500	70	2,5	11,7	234,8	12,4	247,7	0,06	0,24	0,43
30	CRV/DE	5	8	1	2500	250	100	2,5	11,4	227,9	12,1	242,6	0,10	0,28	0,53
32	CRV/DE	5	8	1	2500	250	70	2,5	9,4	187,8	9,7	193,1	0,08	0,26	0,46
20b	CRV/DE	5	8	1	1982,2	198,2	85	2,5	9,1	182,1	9,7	193,7	0,10	0,28	0,52
21b	CRV/DE	5	8	1	5517,8	551,8	85	2,5	15,4	308,3	16,7	333,8	0,07	0,27	0,50
22b	CRV/DE	5	8	1	3750	375	63,8	2,5	8,0	160,1	8,5	169,6	0,04	0,20	0,35
23b	CRV/DE	5	8	1	3750	375	106,2	2,5	14,6	292,5	15,7	313,1	0,08	0,28	0,54
24b	CRV/DE	5	8	1	3750	375	85	2,5	12,9	258,6	14,0	279,8	0,08	0,27	0,51
								Média	12,2	244,5	13,0	260,3	0,07	0,26	0,48
								Máximo	17,4	348,3	18,4	368,9	0,10	0,28	0,54
								Mínimo	8,0	160,1	8,5	169,6	0,04	0,20	0,35

APÊNDICE IV. VALORES EXPERIMENTAIS E EQUAÇÕES DE AJUSTE PARA A CALIBRAÇÃO DOS SENSORES DE TEMPERATURA (PT100)

Temperatura no Termômetro padrão	Temperatura no Sensor 0204	Temperatura no Sensor 0205	Temperatura no Sensor 0206	Temperatura no Sensor 0207	Temperatura no Termômetro padrão	Temperatura no Sensor 0404	Temperatura no Sensor 0405	Temperatura no Sensor 0406	Temperatura no Sensor 0407
(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
10,2	9,5	9,9	10,7	10,3	10,2	10,0	10,0	10,4	10,4
35,5	34,7	35,0	35,9	35,5	35,4	35,0	35,0	35,5	35,5
59,9	59,4	59,8	60,6	60,3	60,0	59,9	59,8	60,3	60,3
85,2	84,3	84,6	85,5	85,2	85,1	84,7	84,7	85,2	85,2
104,5	102,7	104,1	105,2	105,1	104,5	104,4	104,3	104,9	104,9
146,9	144,3	145,5	146,8	146,7	146,9	146,2	146,1	146,6	146,5
R ²	0,99996	0,99998	0,99998	0,99998	R ²	0,99999	0,99999	0,99999	0,99999
Inclinação da reta	1,014	1,007	1,003	1,001	Inclinação da reta	1,002	1,003	1,003	1,002
Intercepção do eixo Y	0,2	0,1	-0,6	-0,2	Intercepção do eixo Y	0,1	0,2	-0,3	-0,3

Temperatura no Termômetro padrão	Temperatura no Sensor 0500	Temperatura no Sensor 0501	Temperatura no Sensor 0502	Temperatura no Sensor 0503	Temperatura no Termômetro padrão	Temperatura no Sensor 0504	Temperatura no Sensor 0505	Temperatura no Sensor 0506	Temperatura no Sensor 0507
(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
-14,7	-14,9	-15,3	-14,7	-15,0	-14,7	-15,0	-14,7	-14,9	-14,7
10,2	10,1	9,6	10,3	9,9	10,2	10,0	10,3	10,0	10,3
35,4	35,2	34,7	35,4	35,0	35,2	34,9	35,2	34,9	35,2
60,0	60,0	59,5	60,2	59,8	60,0	60,0	60,3	60,0	60,3
85,1	84,9	84,4	85,1	84,7	85,1	84,8	85,1	84,9	85,2
104,5	104,4	100,7	104,7	104,4	104,5	104,6	104,7	103,4	103,3
146,9	146,0	142,3	146,2	145,8	146,9	146,2	146,2	145,4	145,3
R ²	0,99999	0,99985	0,99999	0,99999	R ²	0,99999	0,99999	0,99998	0,99997
Inclinação da reta	1,0032	1,0233	1,0026	1,0030	Inclinação da reta	1,0009	1,0020	1,0073	1,0093
Intercepção do eixo Y	0,1	0,3	-0,1	0,2	Intercepção do eixo Y	0,2	-0,1	0,1	-0,2

Temperatura no Termômetro padrão	Temperatura no Sensor 0100	Temperatura no Sensor 0101	Temperatura no Sensor 0102	Temperatura no Sensor 0201	Temperatura no Sensor 0300	Temperatura no Sensor 0301	Temperatura no Sensor 0400	Temperatura no Sensor 0401
(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
10,1	9,9	10,1	10,0	9,9	9,7	10,1	9,9	9,9
35,1	34,4	35,0	34,9	34,8	34,6	35,0	34,8	34,8
60,0	59,0	60,2	60,0	60,0	59,8	60,2	60,0	60,0
84,7	83,5	85,4	85,0	84,9	84,8	85,3	85,0	84,9
104,6	103,0	105,2	104,8	104,8	104,8	105,0	104,7	104,7
147,0	143,9	146,9	146,4	146,5	146,5	146,7	146,3	146,4
R ²	0,99998	0,99998	0,99998	0,99998	0,99998	0,99998	0,99998	0,99998
Inclinação da reta	1,0202	0,9986	1,0015	1,0006	0,9987	0,9994	1,0016	1,0015
Intercepção do eixo Y	-0,2	-0,1	0,0	0,1	0,3	-0,1	0,0	0,0

Temperatura no Termômetro padrão	Temperatura no Sensor 0102	Temperatura no Sensor 0202	Temperatura no Sensor 0302	Temperatura no Sensor 0402	Temperatura no Sensor 0103	Temperatura no Sensor 0203	Temperatura no Sensor 0303	Temperatura no Sensor 0403
(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
10,1	9,5	9,6	10,0	10,1	10,0	9,5	9,9	10,3
35,1	34,4	34,5	34,9	35,0	35,0	34,4	34,8	35,2
60,0	59,6	59,7	60,1	60,2	60,1	59,6	59,9	60,3
84,7	84,4	84,5	85,0	85,1	84,8	84,5	84,8	85,3
104,6	104,1	104,2	104,9	104,9	104,7	104,1	104,5	105,2
147,0	145,7	145,9	146,5	146,5	146,4	145,8	146,2	146,9
R ²	0,99998	0,99998	0,99998	0,99998	0,99999	0,99998	0,99998	0,99998
Inclinação da reta	1,0035	1,0031	1,0005	1,0012	1,0028	1,0033	1,0031	1,0002
Intercepção do eixo Y	0,4	0,3	0,0	-0,1	-0,1	0,4	0,0	-0,3

Apêndice IV. Valores Experimentais e Equações de Ajuste para a Calibração dos Sensores de Temperatura (Pt100)

Temperatura no Termômetro padrão (°C)	Temperatura no Sensor 0104 (°C)	Temperatura no Sensor 0105 (°C)	Temperatura no Sensor 0106 (°C)	Temperatura no Sensor 0107 (°C)	Temperatura no Sensor 0304 (°C)	Temperatura no Sensor 0305 (°C)	Temperatura no Sensor 0306 (°C)	Temperatura no Sensor 0307 (°C)
10,2	10,6	10,3	10,5	10,1	10,3	10,5	9,9	10,0
35,2	34,4	34,7	35,6	35,2	35,5	35,1	35,3	35,0
59,9	60,7	60,3	60,5	60,2	60,3	60,5	59,9	59,9
85,1	85,5	85,1	85,2	85,0	85,1	85,3	84,7	84,7
104,5	105,9	104,6	105,1	105,6	104,5	105,0	104,4	104,3
146,9	147,6	146,2	146,8	147,3	146,4	146,9	146,2	146,1
R ²	0,99991	0,99997	0,99999	0,99997	0,99999	0,99999	0,99999	0,99999
Inclinação da reta	0,9922	1,0028	1,0020	0,9950	1,0053	1,0006	1,0041	1,0044
Intercepção do eixo Y	0,1	-0,1	-0,5	0,1	-0,4	-0,3	-0,1	0,0

APÊNDICE V. PROCEDIMENTO DETALHADO PARA OPERAÇÃO DO PROTÓTIPO E REALIZAÇÃO DOS EXPERIMENTOS UTILIZANDO A CALDEIRA COMO FONTE DE ENERGIA

A realização dos experimentos seguia os procedimentos descritos abaixo, em ordem cronológica de acordo com o número do item. Os sub itens podiam ocorrer concomitantemente se fosse possível ou necessário.

- 1.0) Realização de vácuo em toda a linha de fluido térmico. Realizava-se o vácuo com uma bomba de vácuo de capacidade de 7 m³/h, durante 10 minutos, quando então um sensor de pressão instalado próximo aos reatores indicava cerca de 0,03 Bar.
- 2.0) Ligava-se a caldeira e aguardava-se até que a temperatura no seu interior atingisse 145 °C, para que se houvesse uma padronização dos experimentos, uma vez que experimentos preliminares indicaram que quando se utilizasse temperatura de geração de 115 °C, mesmo a caldeira sendo desligada, a temperatura no seu interior continuava subindo até cerca de 145 °C durante o intervalo de tempo entre o fim de um ciclo e o início do próximo ciclo. Esperar até que o interior da caldeira atingisse 145 °C garantiria que todos os ciclos comesçassem com a mesma condição, mesmo que logo após o início do aquecimento dos reatores, a temperatura na caldeira se reduzisse para próximo de 80 °C.
 - 2.1) Anotava-se a altura inicial das colunas de liquido indicadas nos visores de nível instalados nos reservatórios de medição de volume de vapor condensado (**RE** e **RW**, Fig. 25) correspondentes aos reatores leste e aos reatores oeste respectivamente e no reservatório de medição de volume de amônia dessorvida e adsorvida.
- 3.0) Abria-se a válvula que bloqueava o escoamento de vapor da caldeira para os reatores Norte.
 - 3.1) Medição da altura das colunas de liquido indicadas nos visores de nível instalados nos reservatórios de medição de volume de vapor condensado (**RE** e **RW**, Fig. 25) correspondentes aos reatores **NE** e aos reatores **NW** respectivamente. Esta medição era

realizada sempre que o nível da altura da coluna de líquido era superior a 3/4 da altura dos reservatórios. Após anotar o valor da altura da coluna de líquido nos visores de nível, abria-se manualmente as válvulas que bloqueavam o escoamento do fluido térmico de cada um dos reservatórios para a caldeira.

3.2) Quando a pressão no reator **NE** era superior à pressão no condensador, abria-se a válvula que bloqueava o escoamento do refrigerante deste reator para o condensador. Quando se utilizou o **CC** ou o **CRV**, a válvula que bloqueava o escoamento de refrigerante entre os reatores **NE** e **NW** permanecia aberta durante todo o ciclo, podendo-se considerar estes dois reatores como se fossem apenas um. Quando se utilizava o **CDE/RV**, a válvula que bloqueava o escoamento entre os reatores **NE** e **NW** permanecia fechada durante a etapa de aquecimento, no entanto, quando a pressão no reator **NW** era superior a pressão no reator **SE**, abria-se esta válvula para que o reator **NW** pudesse dessorver para o reator **SE**.

4.0) Quando a média das temperaturas indicadas pelos sensores colocados no leito dos reatores fosse igual à temperatura de geração determinada para o experimento, cessava-se o fornecimento de vapor aos reatores e a dessorção de refrigerante para o condensador, através do fechamento das válvulas apropriadas. Se o ciclo operado fosse o **CDE/RV**, cessava-se também, a dessorção de refrigerante para o reator **SE**, através do fechamento das válvulas apropriadas. Nos experimentos utilizando o **CC** e o **CRV**, como os dois reatores que estavam sendo aquecidos enviavam vapor de refrigerante para o condensador, considerou-se a temperatura média dos sensores contidos nos dois reatores. Quando se utilizou o **CDE/RV**, como apenas um reator dessorve refrigerante para o condensador (reator **NE**), enquanto o outro reator (reator **NW**) dessorve refrigerante para um dos reatores Sul (reator **SE**), considerou-se para determinar o final da etapa de aquecimento, apenas a média das temperaturas do reator que dessorvia para o condensador.

4.1) Realizava-se a última medição da altura da coluna de líquido nos visores de nível nos reservatórios **RE** e **RW** (Fig. 25).

4.2) Desligava-se a resistência elétrica da caldeira, permitindo que a temperatura no interior da caldeira continuasse aumentando, desde que, não ultrapassasse o valor de 145 °C.

- 5.0)** Se o ciclo estudado tivesse recuperação de vapor, após a etapa **4.x**, abria-se a válvula que bloqueava o escoamento de refrigerante entre os reatores Norte e Sul para que a pressão destes se equalizasse através da transferência de massa dos reatores que estavam com alta pressão para os reatores de baixa pressão. A recuperação de vapor durava aproximadamente cinco minutos. Quando se utilizou o CDE/RV a recuperação de vapor ocorria entre os reatores **NE** e **SE** separadamente da recuperação de vapor que ocorria entre os reatores **NW** e **SW**.
- 5.1)** Abria-se a válvula situada entre o condensador e o reservatório/evaporador de amônia e pela diferença, antes de depois desta válvula ser aberta, da altura da coluna de líquido no visor de nível determinava-se o volume de amônia dessorvido, quando então, fechava-se novamente esta válvula.
- 5.2)** Colocava-se uma embalagem de PEBD de cerca de 40 cm de altura por 35 cm de largura vazio ao redor do evaporador, prendendo-a com gabarito (Fig. 35). Uma vez presa pelo gabarito, enchia-se a embalagem de PEBD com uma quantidade de água previamente pesada (aproximadamente 2 kg) e colocava-se um sensor de temperatura dentro desta água por alguns minutos para se determinar sua temperatura inicial. A seguir, retirava-se este sensor de temperatura do interior da embalagem de PEBD, posicionando-o entre o lado externo da embalagem e o lado interno do gabarito, próximo ao sensor de temperatura que media a temperatura no interior do reservatório.
- 5.3)** Isolava-se o evaporador com uma manta elastomérica.
- 5.4)** Observava-se a temperatura no interior da caldeira e se ela não tivesse atingido ainda 145 °C ligava-se novamente a resistência elétrica da caldeira.
- 5.5)** Semelhante ao sub item **2.1**.
- 6.0)** Ao se atingir a temperatura de 145 °C. abria-se a válvula que bloqueava a passagem de vapor da caldeira para os reatores Sul.
- 6.1)** Ligavam-se as bombas da torre de resfriamento e abriam-se as válvulas que bloqueavam a circulação de água vinda da torre em direção dos reatores Norte.
- 7.0)** Semelhante aos subitens **3.1** e **3.2**, no entanto com os reatores Sul no lugar dos reatores Norte.

- 7.1)** Conforme os reatores Norte se resfriavam, ocorria a adsorção de refrigerante do evaporador pelo reator **NW**, caso o tipo de ciclo utilizado fosse em duplo estágio com recuperação de vapor de refrigerante, ou em ambos reatores Norte, caso se utilizasse os demais tipos de ciclo. Concomitante a adsorção de refrigerante do evaporador, ocorria o resfriamento da água ao redor deste e a produção de gelo.
- 8.0)** Semelhante aos subitens **4.x** no entanto com os reatores Sul no lugar dos reatores Norte.
- 9.0)** Fechamento da válvula que bloqueava o escoamento de refrigerante do evaporador para o reator **NW**, caso o tipo de ciclo utilizado fosse em duplo estágio com recuperação de vapor de refrigerante, ou para ambos reatores Norte, caso se utilizasse os demais tipos de ciclo.
- 9.1)** Semelhante ao sub item **5.0**.
- 9.2)** Retirava-se o isolamento do evaporador e o gabarito de volta da embalagem de PEBD.
- 9.3)** Retirava-se a embalagem de PEBD do evaporador e despejava-se a água que não havia se solidificado em um reservatório de poliestireno expandido.
- 9.4)** Coloca-se um sensor de temperatura na água contida no reservatório de poliestireno expandido para se determinar a temperatura final da água.
- 9.5)** Pesava-se a massa de gelo formada.
- 9.6)** Anotava-se a altura da coluna de líquido no visor de nível do reservatório/evaporador e abria-se a válvula situada entre o condensador e o reservatório/evaporador de amônia. Anotava-se novamente a altura da coluna de líquido no visor de nível e fechava-se esta válvula.
- 9.7)** Colocava-se uma embalagem de PEBD de cerca de 40 cm de altura por 35 cm de largura vazio ao redor do evaporador, prendendo-a com gabarito (Fig. 35). Uma vez preso pelo gabarito, enchia-se a embalagem de PEBD com a água fria, previamente pesada, que estava no reservatório de poliestireno expandido. Adicionava-se água a temperatura ambiente e previamente pesada na embalagem de PEBD, até que a massa de água total nesta embalagem fosse aproximadamente 2 kg. Colocava-se um sensor de temperatura em um becker contendo água a temperatura ambiente para se determinar a temperatura da água que foi colocada na embalagem de PEBD para substituir a massa de gelo que foi

descartada. A seguir, retirava-se o sensor de temperatura do becker, para posicioná-lo entre o lado externo da embalagem de PEBD e o lado interno do gabarito, próximo ao sensor de temperatura que media a temperatura no interior do reservatório.

9.8) Semelhante aos subitens **5.3**, **5.4** e **5.5**.

9.9) Passava-se ar comprimido pelos reatores Norte para retirar a água que se acumulou nas carcaças e na tubulação, após finalizar a etapa de resfriamento. O ar comprimido empurrava o excesso de água de volta para a torre de resfriamento.

9.10) Realização de vácuo na linha de fluido térmico por onde se circulou o ar comprimido. Realizava-se o vácuo com uma bomba de vácuo de capacidade de 7 m³/h, durante cerca de 5 minutos, quando então um sensor de pressão instalado próximo aos reatores indicava aproximadamente 0,03 Bar.

10.0) Semelhante a **6.0** porém com os reatores Norte no lugar dos reatores Sul.

10.1) Semelhante a **6.1** porém com os reatores Sul no lugar dos reatores Norte.

11.0) Repetia-se todo o procedimento desde o sub item **3.1** até o sub item **9.7** mais uma vez, e até o sub item **9.6** outra vez, totalizando 3 ciclos de refrigeração com o protótipo.

APÊNDICE VI. DIAGRAMAS DE CLAPEYRON PARA O LEITO DOS REATORES NOS ENSAIOS COM O PROTÓTIPO

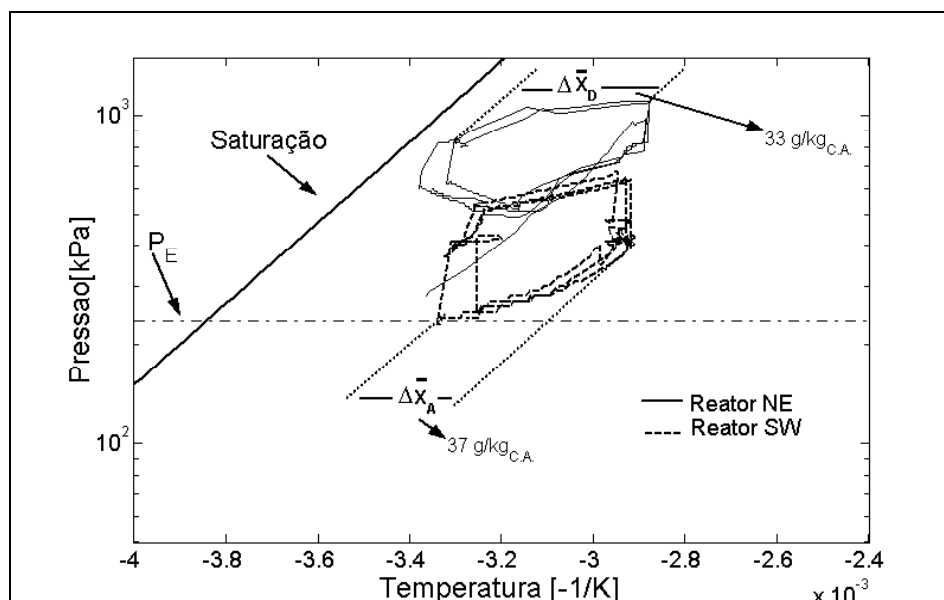


Figura 53. Reatores NE e SW no experimento com o CDE/RV e $T_{Ger.}$ de 75°C .

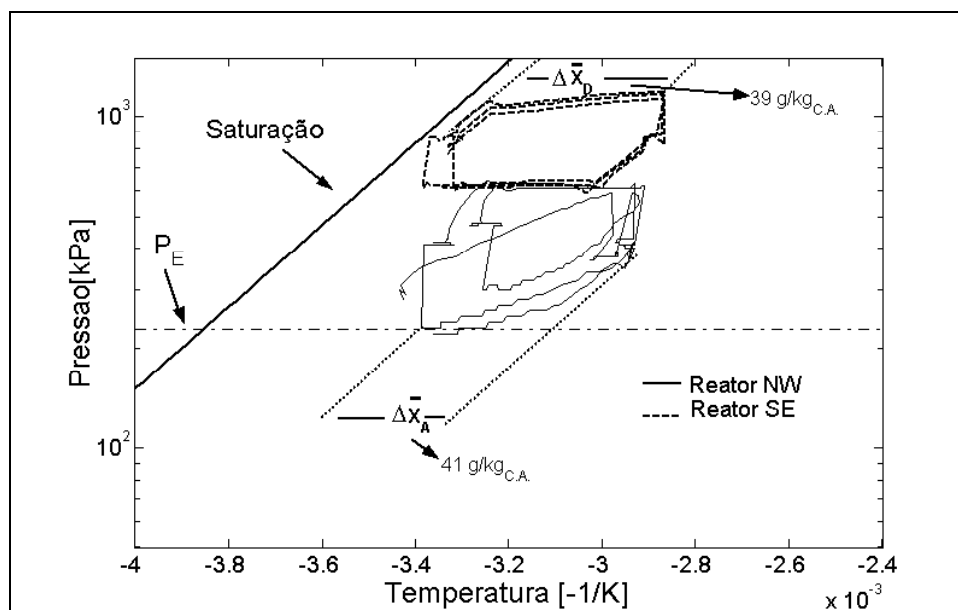


Figura 54. Reatores SE e NW no experimento com o CDE/RV e $T_{Ger.}$ de 75°C .

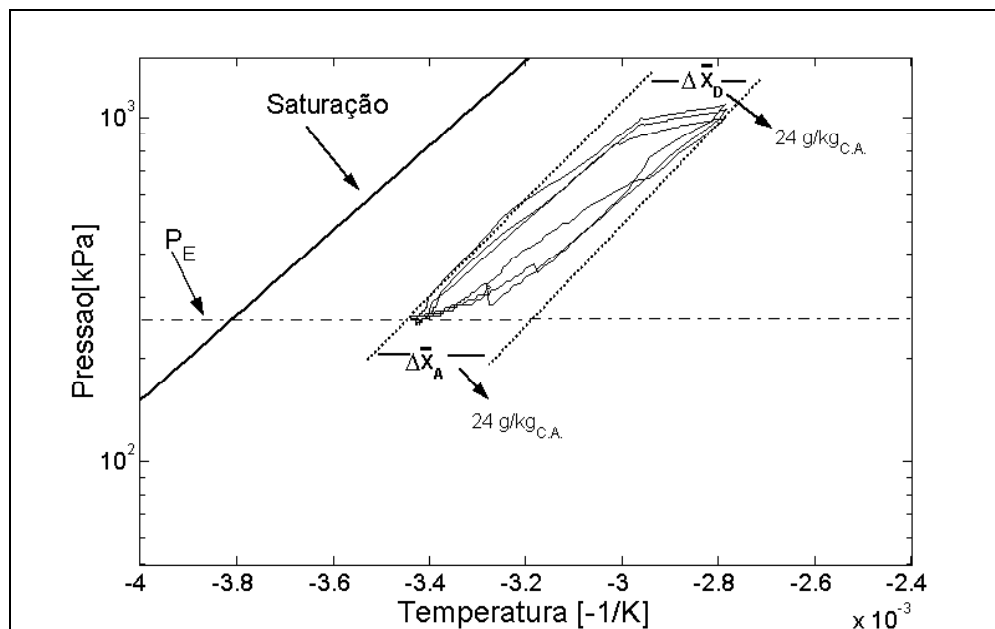


Figura 55. Reatores Norte no experimento com o CC e $T_{Ger.}$ de 85°C.

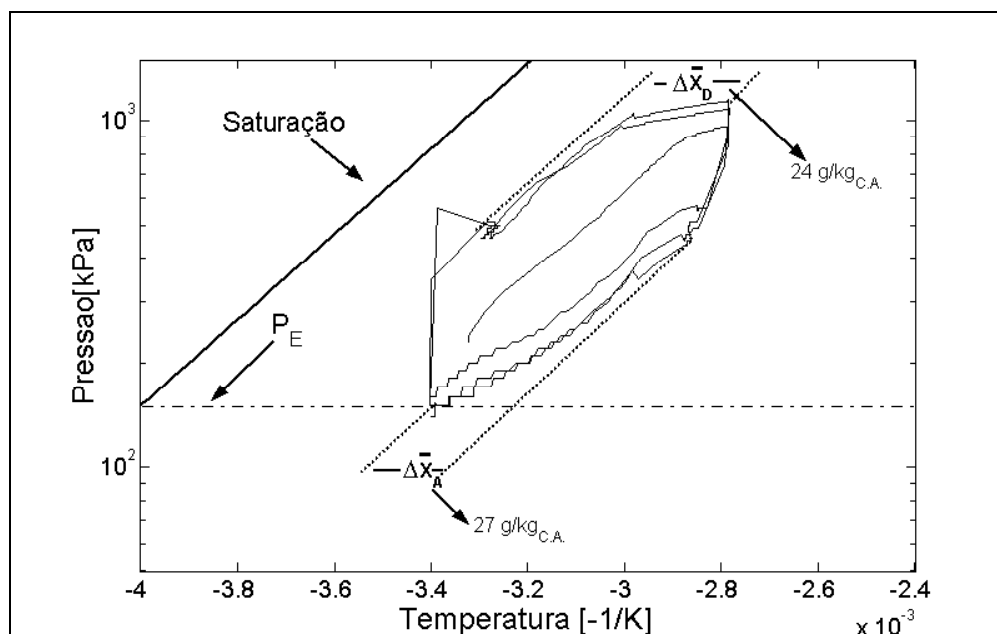


Figura 56. Reatores Norte no experimento com o CRV e $T_{Ger.}$ de 85°C.

Figura 57.

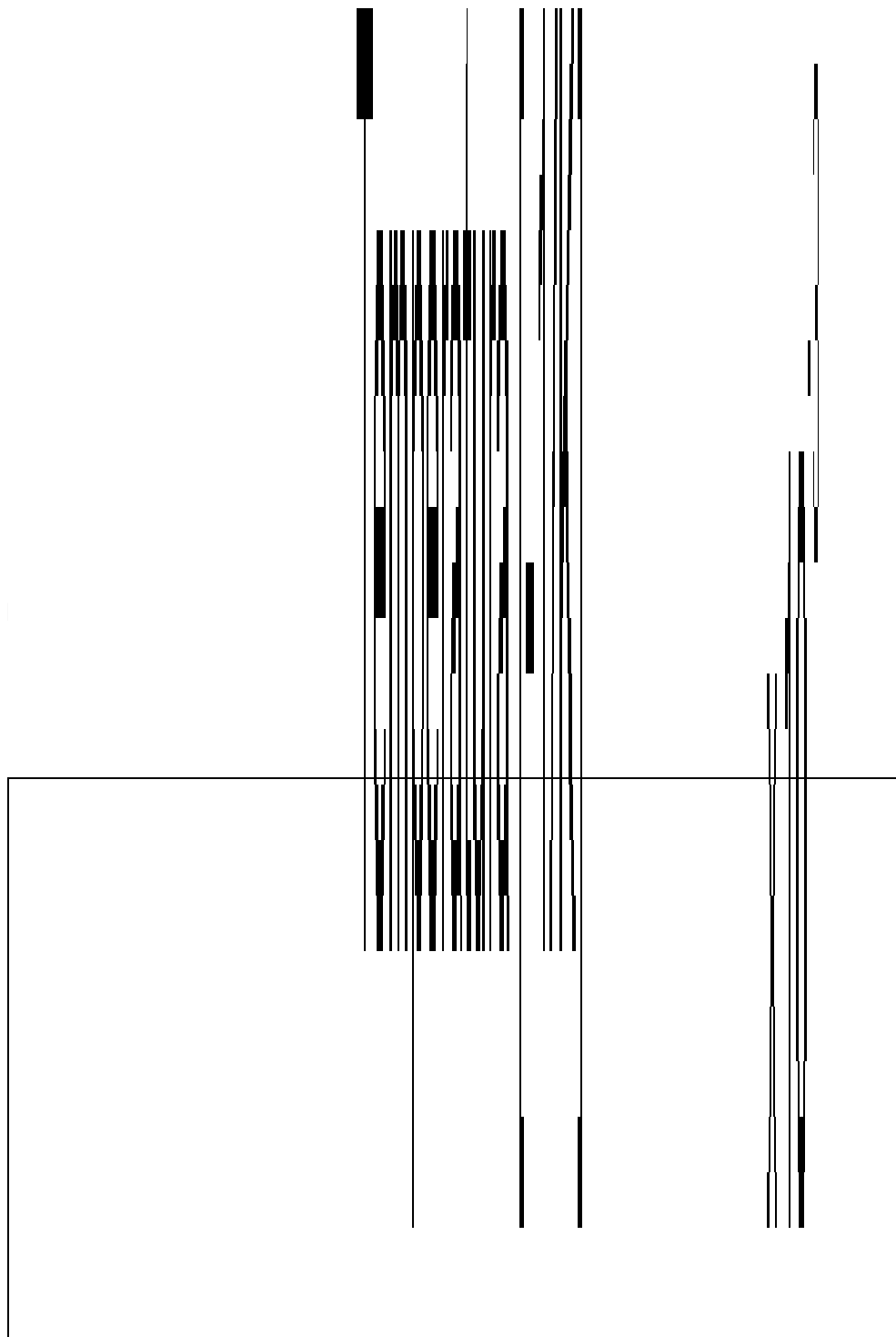


Figura 58. Reatores SE e NW no experimento com o CDE/RV e $T_{Ger.}$ de 115°C.

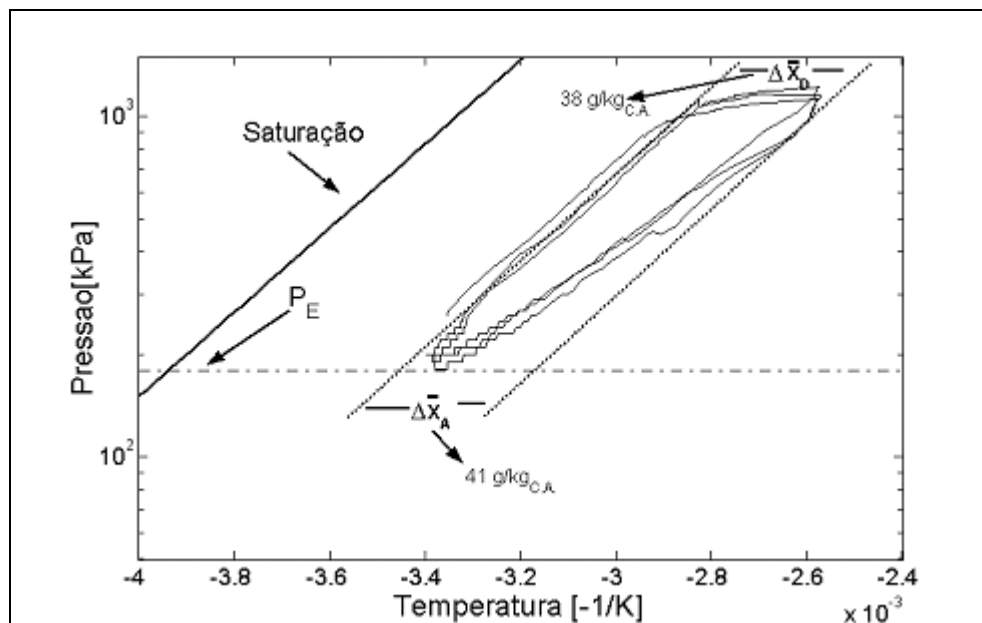


Figura 59. Reatores Norte no experimento com o CC e $T_{Ger.}$ de 115°C.

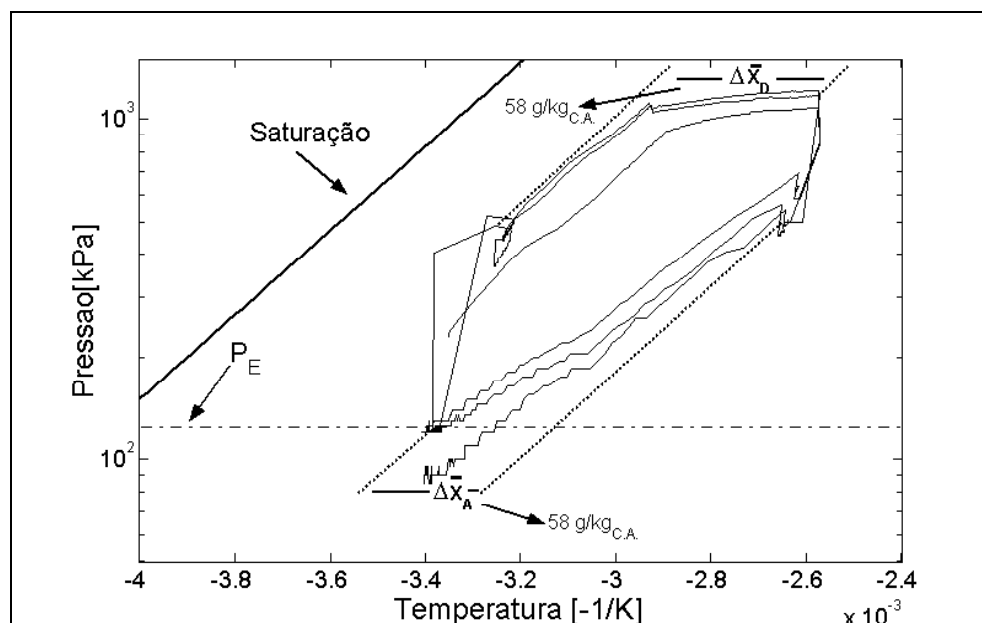


Figura 60. Reatores Norte no experimento com o CRV e $T_{Ger.}$ de 115°C.